



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
CORTADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE”**

**RAMÍREZ VILLACÍS FREDY LENIN
YUGCHA PILAMUNGA MARIANELA PATRICIA**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2011

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Junio, 1 de 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

FREDY LENIN RAMÍREZ VILLACÍS

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CORTADORA Y
RECOLECTORA DE FORRAJE”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Juan de Dios Silva.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Washington Ruales P.
ASESOR DE TESIS

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Junio, 1 de 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

MARIANELA PATRICIA YUGCHA PILAMUNGA

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CORTADORA Y
RECOLECTORA DE FORRAJE”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERA MECÁNICA

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Juan de Dios Silva.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Washington Ruales P.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: FREDY LENIN RAMÍREZ VILLACÍS

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA
MÁQUINA CORTADORA Y
RECOLECTORA DE FORRAJE”

Fecha de Examinación: Junio, 1 del 2011

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. GEOVANNY NOVILLO A. (Presidente Tribunal Defensa)			
ING. JUAN DE DIOS SILVA. (Director de Tesis)			
ING. WASHINGTON RUALES P. (Asesor)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: MARIANELA PATRICIA YUGCHA
PILAMUNGA

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA
MÁQUINA CORTADORA Y
RECOLECTORA DE FORRAJE”

Fecha de Examinación: Junio, 1 del 2011

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. GEOVANNY NOVILLO A. (Presidente Tribunal Defensa)			
ING. JUAN DE DIOS SILVA. (Director de Tesis)			
ING. WASHINGTON RUALES P. (Asesor)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Fredy Lenin Ramírez Villacís

f) Marianela Patricia Yugcha Pilamunga

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y contribuir con la sociedad.

De manera especial a nuestro director de tesis Ing. Juan de Dios Silva, a nuestro asesor Ing. Washington Ruales y al Ing. Raúl Segovia quienes contribuyeron con la elaboración del proyecto de tesis, y a todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Fredy Lenin Ramírez Villacís

Marianela Patricia Yugcha Pilamunga

DEDICATORIA

A mis padres Enrique Ramírez y Gloria Villacís, quien con su apoyo y comprensión han hecho posible que se cumplan mis objetivos.

A toda mi familia en especial a quienes han estado pendientes desde la distancia y han sabido brindarme su confianza y apoyo incondicional.

Fredy Lenin Ramírez Villacís

A Dios, por darme la salud y la vida para poder culminar con esta meta y por ayudarme en los momentos más difíciles, a mi familia y amigos en especial a mis padres Ernesto y Romelia por confiar en mí y apoyarme incondicionalmente y a mis hermanas Pamela y Nicole.

Marianela Patricia Yugcha Pilamunga

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>	<u>PÁGINA</u>
1. GENERALIDADES	
1.1. Introducción.....	1
1.2. Justificación técnico – económica.....	2
1.3. Objetivos.....	3
1.3.1. Objetivo general.....	3
1.3.2. Objetivos específicos.....	3
2. MARCO TEÓRICO Y ANÁLISIS DEL PROBLEMA	
2.1. Formulación del problema.....	4
2.2. Definición del problema.....	5
2.3. Generación de alternativas para el sistema de propulsión.....	5
2.3.1. Matriz morfológica del sistema de propulsión.....	6
2.3.2. Descripción de las alternativas para el sistema de propulsión.....	6
2.3.2.1. Alternativa Uno: Propulsión mediante un jeep.....	6
2.3.2.2. Alternativa Dos: Chasis metálico con motor de combustión interna.....	8
2.3.2.3. Alternativa Tres: Propulsión mediante un tractor.....	9
2.3.3. Evaluación de las alternativas para la propulsión.....	10
2.3.3.1. Método de evaluación de las alternativas.....	10
2.3.3.1.1. Método ordinal de criterios ponderados.....	10
2.3.3.2. Criterios de valoración en la selección de la alternativa para la propulsión.....	11
2.3.3.3. Evaluación del peso específico de los criterios de selección.....	12
2.3.4. Selección de la alternativa para la propulsión.....	13
2.4. Generación de alternativas para el sistema de corte.....	13
2.4.1. Matriz morfológica del sistema de corte.....	14
2.4.2. Descripción de las alternativas para el sistema de corte.....	15
2.4.2.1. Alternativa Uno: Cortadora de cuchillas alternativas.....	15
2.4.2.2. Alternativa Dos: Cortadora de cuchillas rotativas de tambores.....	16
2.4.2.3. Alternativa Tres: Cortadora de mayales.....	17
2.4.3. Referencia para la evaluación de las alternativas de corte.....	19
2.4.3.1. Criterios de valoración en la selección de la alternativa para el corte.....	19
2.4.3.2. Evaluación del peso específico de los criterios de selección.....	19
2.4.4. Selección de la alternativa para el corte.....	21
2.5. Generación de alternativas para el sistema picado – recolección.....	21
2.5.1. Matriz morfológica del sistema picado – recolección.....	21
2.5.2. Descripción de las alternativas para el sistema picado-recolección.....	23
2.5.2.1. Alternativa Uno: Picador – soplador de volante.....	23
2.5.2.2. Alternativa Dos: Picador de volante.....	23
2.5.2.3. Alternativa Tres: Picador de cilindro.....	24
2.5.3. Evaluación de las alternativas para los sistemas picado – recolección.....	25
2.5.3.1. Criterios de valoración en la selección de la alternativa para el picado-recolección.....	25
2.5.3.2. Evaluación del peso específico de los criterios de selección.....	26

2.5.4.	Selección de la alternativa para el picado – recolección.....	27
2.6.	Descripción general de las alternativas seleccionadas.....	27
2.7.	Diseño preliminar.....	28
2.7.1.	Esquema cinemático de la máquina.....	28

3. ANÁLISIS, CÁLCULOS Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA CORTADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE

3.1.	Sistema de corte.....	30
3.1.1.	Descripción de las partes de la cortadora.....	30
3.1.1.1.	Componentes de la parte fija de la barra de corte.....	31
3.1.1.2.	Componentes de la parte móvil de la barra de corte.....	31
3.1.2.	Parámetros funcionales de la máquina.....	32
3.1.2.1.	Velocidad de avance.....	32
3.1.2.2.	Frecuencia de oscilación de la lamina o barra de corte.....	33
3.1.2.3.	Capacidad de trabajo.....	34
3.1.2.4.	Cantidad teórica procesada de corte.....	35
3.1.2.5.	Tiempo de trabajo operativo.....	36
3.1.3.	Determinación de la fuerza requerida para el corte.....	36
3.1.4.	Selección de la cuchilla móvil.....	36
3.1.5.	Análisis de la barra portacuchillas.....	37
3.1.5.1.	Determinación de la fuerza sobre la barra portacuchillas.....	37
3.1.5.1.1.	Análisis de la fuerza sobre la cuchilla móvil.....	37
3.1.5.1.2.	Análisis de las reacciones producidas por la carga excéntrica.....	39
3.1.5.2.	Cálculo del factor de seguridad de la barra portacuchillas.....	40
3.1.5.2.1.	Teoría de cálculo.....	40
3.1.5.2.2.	Cálculo de los esfuerzos equivalentes.....	42
3.1.5.2.3.	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	44
3.1.6.	Cálculo de los remaches a carga axial.....	45
3.1.6.1.	Cálculo del remache a esfuerzo de corte.....	45
3.1.7.	Diseño del mecanismo de corte.....	46
3.1.7.1.	Grados de libertad GLD del mecanismo.....	47
3.1.7.2.	Ley de Grashof.....	47
3.1.7.3.	Cálculo de la fuerza máxima que actúa sobre los eslabones.....	48
3.1.7.3.1.	Determinación de la fuerza máxima para la primera carrera de corte.....	51
3.1.7.3.2.	Determinación de la fuerza máxima para la segunda carrera de corte.....	52
3.1.7.4.	Análisis cinemático del mecanismo de corte.....	52
3.1.7.4.1.	Cálculo de velocidades para un ciclo de corte.....	52
3.1.7.4.2.	Cálculo de aceleraciones para un ciclo de corte.....	56
3.1.7.5.	Diseño del eslabón biela a carga dinámica.....	65
3.1.7.6.	Diseño del botón de unión de la manivela a carga dinámica.....	67
3.1.7.7.	Diseño de la soldadura de la cabeza de articulación.....	71
3.1.7.8.	Selección de los rodamientos de agujas para la cabeza de articulación.....	74
3.1.7.9.	Diseño del eslabón oscilador.....	75
3.1.7.10.	Diseño del eslabón acoplador.....	75
3.1.7.11.	Análisis dinámico del mecanismo de corte.....	58
3.1.8.	Potencia de corte.....	76
3.2.	Sistema de captación del forraje.....	77
3.2.1.	Determinación de la resistencia del forraje a ser doblado.....	77

3.2.2.	Diseño de la estructura del molinete.....	77
3.2.3.	Cálculo de la potencia requerida para doblar el forraje.....	79
3.3.	Sistema de alimentación del elemento picador mediante tornillo sinfín.....	80
3.3.1.	Capacidad de procesado del sinfín.....	81
3.3.2.	Cálculo del diámetro del sinfín.....	82
3.3.3.	Dimensionamiento del transportador de tornillo sinfín.....	83
3.3.3.1.	Cálculo del diámetro en tubo del eje del transportador.....	83
3.3.3.2.	Cálculo del paso del transportador.....	84
3.3.3.3.	Cálculo del espesor del cuerpo del transportador.....	84
3.3.4.	Cálculo de la potencia por el material transportado.....	84
3.3.5.	Cálculo de la potencia por fricción y por la inclinación del transportador.....	85
3.4.	Sistema picador del forraje.....	87
3.4.1.	Cálculo de la velocidad de entrada en el picador.....	87
3.4.2.	Longitud del forraje picado.....	88
3.4.3.	Cálculo de la sección en la ventana de alimentación.....	89
3.4.4.	Cuchillas del picador.....	89
3.4.4.1.	Ángulo de la cuchilla del picador.....	90
3.4.4.2.	Cálculo del espesor mínimo de la cuchilla.....	90
3.4.4.3.	Contracuchilla.....	92
3.4.4.4.	Paletas para la impulsión.....	92
3.4.4.5.	Tratamiento térmico de las cuchillas, contracuchilla.....	92
3.4.5.	Potencia para picar el forraje.....	93
3.4.6.	Espesor del volante picador.....	96
3.5.	Sistema de descarga y recolección.....	99
3.6.	Sistema de transmisión de la máquina.....	99
3.6.1.	Diseño de la transmisión por bandas.....	99
3.6.1.1.	Diseño de la transmisión de bandas para el picador.....	102
3.6.1.2.	Diseño de la transmisión por bandas a la entrada del picador.....	103
3.6.1.3.	Diseño de la transmisión de bandas para el sistema de corte.....	104
3.6.2.	Diseño de la transmisión por cadenas.....	105
3.6.2.1.	Diseño de la transmisión de cadenas para el molinete.....	108
3.6.2.2.	Diseño de la transmisión de cadenas para el sinfín.....	109
3.7.	Cálculo de tensiones producidas por las bandas y las cadenas sobre los ejes....	109
3.7.1.	Cálculo de tensiones y momentos en las poleas.....	109
3.7.2.	Cálculo de la fuerza en la cadena.....	110
3.7.3.	Cálculo de tensiones y momentos para el eje del picador.....	111
3.7.4.	Cálculo de tensiones, fuerzas y momentos para el eje intermedio.....	112
3.7.4.1.	Cálculo de tensiones de la transmisión por bandas.....	113
3.7.4.2.	Cálculo de fuerzas en la transmisión por cadenas.....	114
3.7.5.	Cálculo de tensiones y momentos para el eje de la polea manivela.....	115
3.7.6.	Cálculo de tensiones y momentos para el eje de entrada.....	116
3.7.7.	Cálculo de fuerzas y momentos para el eje del molinete.....	117
3.7.8.	Cálculo de fuerzas y momentos para el eje del sinfín.....	117
3.8.	Diseño de ejes.....	118
3.8.1.	Eje del picador.....	119
3.8.1.1.	Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad.....	119
3.8.2.	Eje intermedio.....	123
3.8.2.1.	Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad.....	123
3.8.3.	Eje de la polea manivela.....	127
3.8.3.1.	Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad.....	127

3.8.4.	Eje de entrada.....	131
3.8.4.1.	Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad.....	131
3.8.5.	Eje del molinete.....	135
3.8.5.1.	Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad.....	135
3.8.6.	Eje del sinfín.....	139
3.8.6.1.	Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad.....	139
3.8.7.	Eje de las llantas.....	143
3.8.7.1.	Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad.....	143
3.9.	Diseño de chavetas.....	145
3.10.	Selección de soportes para los ejes.....	146
3.10.1.	Selección de los soportes del eje de entrada.....	146
3.10.1.1.	Selección a carga estática.....	146
3.10.1.2.	Selección a carga dinámica.....	147
3.11.	Selección de acoples.....	148
3.12.	Selección de los reenvíos angulares.....	149
3.13.	Selección de las llantas neumáticas.....	150
3.14.	Diseño de la estructura metálica de soporte.....	151
3.14.1.	Cargas muertas (D).....	151
3.14.2.	Cargas vivas (L).....	152
3.14.3.	Cargas accidentales.....	153
3.14.3.1.	Cargas de sismo (E).....	153
3.14.3.2.	Cargas de viento (W).....	154
3.14.4.	Resistencias que se oponen al avance del vehículo.....	154
3.14.4.1.	Resistencia a la rodadura (R_r).....	154
3.14.4.2.	Resistencia por pendientes (R_p).....	155
3.14.4.3.	Resistencia por inercia (R_j).....	155
3.14.4.4.	Resistencia por el aire (R_a).....	156
3.14.5.	Carga de impacto (C_i).....	157
3.14.6.	Cálculo de la resistencia del remolque.....	157
3.14.7.	Norma utilizada para el cálculo de la estructura.....	158
3.15.	Cálculo de la potencia total requerida.....	158
3.15.1.	Potencia a la salida de la toma de fuerza.....	158
3.15.2.	Potencia de tracción.....	158

4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

4.1.	Construcción de la máquina.....	159
4.1.1.	Máquinas, herramientas y equipos utilizados.....	159
4.1.2.	Descripción del proceso de construcción.....	160
4.1.3.	Curso grama sinóptico de la construcción.....	164
4.1.4.	Operaciones tecnológicas y tiempos de la construcción.....	167
4.2.	Montaje de la máquina.....	173
4.2.1.	Montaje de la estructura metálica.....	173
4.2.2.	Montaje de la cuchilla de corte.....	173
4.2.3.	Montaje de la transmisión del sistema de corte.....	174
4.2.4.	Montaje de la transmisión intermedia.....	175
4.2.5.	Montaje del picador y el canal de impulsión.....	175
4.2.6.	Montaje de la transmisión del picador.....	176
4.2.7.	Montaje del sistema de alimentación del picador.....	176

4.2.8.	Montaje de las protecciones.....	176
--------	----------------------------------	-----

5. ANÁLISIS DE COSTOS

5.	Análisis de costos.....	177
5.1	Presupuesto referencial de la máquina.....	177
5.2.	Análisis de los precios unitarios de la base estructural.....	179
5.3.	Análisis de precios unitarios para el volante.....	181
5.4.	Máquinas y accesorios adicionales.....	181

6. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y RESULTADOS OBTENIDOS

6.1.	Plan de pruebas.....	182
6.1.1	Pruebas de taller.....	182
6.1.2	Pruebas de campo.....	182

7. OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

7.1.	Operación.....	188
7.2.	Especificaciones técnicas.....	189
7.3.	Mantenimiento.....	189

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1	Conclusiones.....	191
8.2	Recomendaciones.....	191

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1 MATRIZ MORFOLÓGICA DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN.....	6
2.2 EVALUACIÓN DE LOS CRITERIOS PARA LA PROPULSIÓN.....	12
2.3 EVALUACIÓN DEL CRITERIO DE POTENCIA PARA LA PROPULSIÓN.....	12
2.4 CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN.....	13
2.5 MATRIZ MORFOLÓGICA DEL SISTEMA DE CORTE.....	14
2.6 COMPARACIÓN DE LOS TIPOS DE CORTADORAS DE FORRAJE.....	19
2.7 EVALUACIÓN DE LOS CRITERIOS PARA EL CORTE.....	20
2.8 EVALUACIÓN DEL CRITERIO POTENCIA REQUERIDA PARA EL CORTE....	20
2.9 CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CORTE.....	20
2.10 MATRIZ MORFOLÓGICA DEL SISTEMA PICADO – RECOLECCIÓN.....	21
2.11 EVALUACIÓN DE LOS CRITERIOS PARA EL PICADO – RECOLECCIÓN.....	26
2.12 EVALUACIÓN DEL CRITERIO POTENCIA REQUERIDA PARA EL PICADO - RECOLECCIÓN.....	26
2.13 CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA PICADO-DESCARGA.....	26
3.1 FACTORES QUE MODIFICAN S_e PARA LA BARRA PORTACUCHILLAS.....	44
3.2 VARIACIÓN DE FUERZAS EN EL PRIMER INTERVALO DE CORTE.....	51
3.3 VARIACIÓN DE FUERZAS EN EL SEGUNDO INTERVALO DE CORTE.....	52
3.4 DATOS CINEMÁTICOS DE LOS ESLABONES.....	58
3.5 DATOS GEOMÉTRICOS DE LOS ESLABONES.....	61
3.6 CÁLCULO DE LAS COMPONENTES DE LOS VECTORES DE POSICIÓN Y ACELERACIÓN.....	62
3.7 ARREGLO MATRICIAL PARA EL CÁLCULO DE FUERZAS.....	63
3.8 CÁLCULO DE LAS COMPONENTES DEL VECTOR C.....	64
3.9 RESULTADOS DE LAS COMPONENTES DEL VECTOR B.....	64
3.10 FACTORES QUE MODIFICAN S_E PARA EL ESLABÓN BIELA.....	67
3.11 FACTORES QUE MODIFICAN S_E PARA EL BOTÓN DE UNIÓN.....	71
3.12 FACTORES QUE MODIFICAN S_E PARA LA CABEZA DE ARTICULACIÓN.....	73
3.13 DENSIDAD DEL FORRAJE.....	82
3.14 ACUMULACIÓN DE PULSOS DE ENERGÍA BAJO LA CURVA.....	97
3.15 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE BANDAS PARA EL PICADOR.....	103
3.16 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE BANDAS A LA ENTRADA AL PICADOR.....	103
3.17 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE BANDAS PARA EL SISTEMA DE CORTE.....	104
3.18 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE CADENAS PARA EL MOLINETE.....	108
3.19 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE CADENAS PARA EL SINFÍN.....	109
3.20 RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE DEL PICADOR.....	123
3.21 RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE INTERMEDIO.....	127

3.22	RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE DE LA POLEA MANIVELA.....	131
3.23	RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE DE ENTRADA.....	135
3.24	RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD PARA EL EJE DEL MOLINETE.....	139
3.25	RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD PARA EL EJE DEL SINFIN.....	142
3.26	CARGAS MUERTAS QUE ACTÚAN SOBRE LA ESTRUCTURA.....	151
3.27	CÁLCULO DE LAS CARGAS VIVAS.....	153
3.28	INCREMENTO DE CARGA.....	157
4.1	MÁQUINAS EMPLEADAS EN LA CONSTRUCCIÓN.....	159
4.2	HERRAMIENTAS MANUALES UTILIZADAS EN LA CONSTRUCCIÓN.....	159
4.3	PARTES CONSTITUTIVAS DE COSECHADORA DE FORRAJES.....	160
4.4	OPERACIONES TECNOLÓGICAS EJECUTADAS EN LA CONSTRUCCIÓN.....	168
5.1	PRESUPUESTO REFERENCIAL DE LA MÁQUINA.....	177
5.2	ANÁLISIS DEL PRECIO UNITARIO DE LA BASE ESTRUCTURAL.....	180
5.3	ANÁLISIS DEL PRECIO UNITARIO DEL VOLANTE DE INERCIA.....	181
6.1	EVALUACIÓN DE LAS VARIABLES DE LAS PRUEBAS DE TALLER.....	184
6.2	VALOR EXPERIMENTAL DE LA PRODUCCIÓN DE LA PARCELA.....	186
6.3	CONDICIONES DE LAS PRUEBAS DE LAS PRUEBAS REALIZADAS.....	187
6.4	EVALUACIÓN DE LA CALIDAD DE TRABAJO.....	187
7.1	ESPECIFICACIONES GENERALES DE LA MÁQUINA.....	189
7.2	CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO.....	189

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURAS</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1 Alternativa de adaptación de los sistemas a un jeep o a un automóvil.....	7
2.2 Sistema de transmisión mecánica montada al vehículo.	7
2.3 Chasis de acero estructural con motor de combustión interna.....	8
2.4 Tractor de baja potencia.....	9
2.5 Característica del corte por cuchilla y contra-cuchilla.....	14
2.6 Montaje de las cuchillas y dedos metálicos del sistema de corte.....	15
2.7 Cortadora rotativa de tambores.....	16
2.8 Cortadora rotativa de mayales.....	18
2.9 Tipos de picadoras de forrajes.....	21
2.10 Esquema cinemático de la máquina.....	29
3.1 Componentes principales de la cortadora de cuchillas alternativas.....	30
3.2 Esquema de los dedos dobles.....	31
3.3 Esquema de la cuchilla de corte.....	31
3.4 Detalle de la barra portacuchillas.....	32
3.5 Relación entre el avance por carrera y la carrera.....	34
3.6 Geometría de la cuchilla móvil.....	37
3.7 Dimensiones de la barra portacuchillas	37
3.8 Aplicación de la fuerza cortante sobre el forraje.....	38
3.9 Distribución de la fuerza de corte sobre el filo de la cuchilla.....	38
3.10 Diagrama de la fuerza de corte y el momento sobre la cuchilla	39
3.11 Diagrama de esfuerzos fluctuantes para la dirección x	41
3.12 Diagrama de esfuerzos fluctuantes para la dirección y	41
3.13 Componentes de la resultante F_r sobre la barra portacuchillas.....	42
3.14 Fuerzas que actúan sobre la barra portacuchillas en la dirección: a) x , b) y	43
3.15 Representación esquemática del mecanismo de corte de seis eslabones.....	46
3.16 Representación gráfica del corte a la ida: (a) Inicio (b) Final.....	49
3.17 Representación gráfica del corte a la vuelta: (a) Inicio (b) Final.....	49
3.18 Diagrama de fuerzas sobre los eslabones en la primera carrera de corte.....	51
3.19 Representación gráfica de los eslabones al finalizar la primera carrera de corte.....	53
3.20 Diagrama de velocidades relativas.....	53
3.21 Gráfica del desplazamiento angular de la manivela Vs. Velocidad de B.....	54
3.22 Gráfica del desplazamiento angular de la manivela Vs. Velocidad de C.....	55
3.23 Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. Velocidad angular B.....	55
3.24 Vector aceleración.....	56
3.25 Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. Aceleración de B.....	57
3.26 Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. Aceleración de C.....	57
3.27 Diagrama de cuerpo libre del mecanismo de corte.....	58
3.28 Diagrama de cuerpo libre del eslabón uno.....	59
3.29 Diagrama de cuerpo libre del eslabón dos.....	59
3.30 Diagrama de cuerpo libre del eslabón tres.....	60

3.31	Diagrama de cuerpo libre del eslabón cinco.....	60
3.32	Diagrama de cuerpo libre del eslabón seis.....	61
3.33	Dimensionamiento del eslabón biela.....	65
3.34	Diagrama de fluctuación de esfuerzos para el eslabón biela.....	66
3.35	Botón que une la manivela con el eslabón biela.....	68
3.36	Esquema de secciones y fuerza actuante sobre el botón de unión.....	68
3.37	Diagrama de esfuerzos fluctuantes de corte.....	69
3.38	Configuración de la cabeza de articulación.....	72
3.39	Configuración y unión por soldadura de la cabeza de articulación.....	72
3.40	Configuración del eslabón oscilador.....	75
3.41	Configuración del eslabón acoplador.....	76
3.42	Estructura geométrica del molinete.....	77
3.43	Diagrama de carga distribuida sobre el perfil del molinete.....	78
3.44	Estructura geométrica del tornillo sinfín.....	80
3.45	Dimensionamiento del sinfín.....	83
3.46	Partes principales del sistema picador del forraje.....	87
3.47	Geometría de la cuchilla para picar el forraje.....	90
3.48	Ángulo de corte de la cuchilla del picador.....	90
3.49	Configuración de la contracuchilla.....	92
3.50	Variación de energía que debe suministrar el volante.....	95
3.51	Configuración del conducto metálico.....	99
3.52	Geometría básica de una transmisión por bandas.....	100
3.53	Embone o endentado de una cadena y su rueda catarina.....	105
3.54	Montaje del eje para del picador.....	111
3.55	Diagrama de tensiones en las poleas del picador.....	111
3.56	Montaje del eje intermedio.....	112
3.57	Diagrama de tensiones de las poleas del eje intermedio.....	113
3.58	Diagrama de fuerzas en las cadenas.....	114
3.59	Montaje del eje de la polea manivela.....	115
3.60	Diagrama de tensiones producidas por las bandas de la polea manivela.....	115
3.61	Montaje del eje de entrada.....	116
3.62	DCL del eje del picador.....	120
3.63	DCL del eje del picador en el plano YZ.....	120
3.64	Diagrama de cortante en el plano YZ.....	121
3.65	Diagrama de momento en el plano YZ.....	121
3.66	DCL del eje del picador en el plano XZ.....	121
3.67	Diagrama de cortante en el plano XZ.....	122
3.68	Diagrama de momento en el plano XZ.....	122
3.69	DCL del eje intermedio.....	124
3.70	DCL del eje intermedio en el plano XY.....	124
3.71	Diagrama de cortante en el plano XY.....	125
3.72	Diagrama de momento en el plano XY.....	125
3.73	DCL del eje intermedio en el plano XZ.....	125

3.74	Diagrama de cortante en el plano XZ.....	126
3.75	Diagrama de momento en el plano XZ.....	126
3.76	Diagrama de cuerpo libre del eje de la polea manivela.....	128
3.77	DCL del eje de la polea manivela para el plano YZ.....	128
3.78	Diagrama de cortante para el plano YZ.....	129
3.79	Diagrama de momento para el plano YZ.....	129
3.80	DCL del eje de la polea manivela para el plano XZ.....	129
3.81	Diagrama de cortante para el plano XZ.....	130
3.82	Diagrama de momento para el plano XZ.....	130
3.83	DCL del eje de entrada.....	132
3.84	DCL del eje de entrada para el plano YZ.....	132
3.85	Diagrama de cortante para el plano YZ.....	133
3.86	Diagrama de momento para el plano YZ.....	133
3.87	DCL del eje de entrada para el plano XZ.....	133
3.88	Diagrama de cortante para el plano XZ.....	134
3.89	Diagrama de momento para el plano XZ.....	134
3.90	DCL del eje del molinete.....	136
3.91	DCL del eje del molinete en el plano XY.....	136
3.92	Diagrama de cortante para el plano XY.....	137
3.93	Diagrama de momento para el plano XY.....	137
3.94	DCL del eje del molinete en el plano XZ.....	137
3.95	Diagrama de cortante para el plano XZ.....	138
3.96	Diagrama de momento para el plano XZ.....	138
3.97	DCL del eje del sinfín.....	140
3.98	DCL del eje del sinfín en el plano XY.....	140
3.99	Diagrama de cortante en el plano XY.....	140
3.100	Diagrama de momento en el plano XY.....	141
3.101	DCL del eje del sinfín en el plano XZ.....	141
3.102	Diagrama de cortante en el plano XZ.....	141
3.103	Diagrama de momento en el plano XZ.....	142
3.104	Diagrama de fuerzas del eje de la llanta.....	143
3.105	DCL del eje de la llanta.....	143
3.106	Diagrama de cortante del eje de la llanta.....	144
3.107	Diagrama de momento del eje de la llanta.....	144
3.108	Chavetas rectangulares o paralelepípedas.....	146
3.109	Configuración del reenvío angular.....	149
3.110	Resistencia por rodadura.....	154
6.1	Acoplamiento de los tres puntos y el cardán.....	183
6.2	Levantamiento de la máquina.....	183
6.3	Tallos de alfalfa cortados.....	185
6.4	Longitud de forraje picado.....	185
6.5	Área de terreno cosechado.....	186

LISTA DE ABREVIACIONES

tdf	Toma de fuerza
rpm	Revoluciones por minuto
ASTM	American Society for Testing and Materials
GLD	Grados de libertad de un mecanismo
VM	Ventaja mecánica
DCL	Diagrama de cuerpo libre
IMCA	Instituto Mexicano de la Construcción en Acero

LISTA DE ANEXOS

- ANEXO 1:** Resultados del diseño del eslabón oscilador con el programa SolidWorks Simulation
- ANEXO 2:** Resultados del diseño del eslabón acoplador
- ANEXO 3:** Características del Acero AISI O1
- ANEXO 4:** Dimensiones generales de la cadena número 40
- ANEXO 5:** Resultados del diseño de las chavetas
- ANEXO 6:** Selección de los soportes para los ejes.
- ANEXO 7:** Resultados del diseño del acople rígido
- ANEXO 8:** Cálculos de la estructura metálica con Sap 2000 V10

RESUMEN

En el presente trabajo se ha diseñado, construido y realizado las pruebas de una máquina cortadora y recolectora de forraje para un tractor categoría I con la finalidad de reducir en parte el problema ocasionado por el sobrepastoreo y el desperdicio del forraje en el momento de la cosecha. Utilizando una metodología adecuada se seleccionaron las alternativas para el diseño y construcción de los principales sistemas considerándose varios criterios de esencial importancia.

El proceso de corte se realiza mediante cuchillas alternativas, el forraje es trasladado hacia un volante picador con la ayuda de un molinete y un transportador de tornillo sinfín, el picador además contiene unas aspas impulsoras. Finalmente el forraje picado es expulsado por un conducto metálico hacia un carretón. La máquina es de fácil mantenimiento y puede ser operada con facilidad por personal que conozca del manejo de un tractor agrícola.

Las pruebas realizadas en la máquina fueron de: calidad de corte, longitud del forraje picado y principalmente la eficiencia de la máquina llegándose a obtener una producción de cosecha de 0,3 ha/h (6 ton/h), con una velocidad de avance de 2 km/h. Con estos resultados se concluye que el empleo de esta máquina reduce el desperdicio del forraje al ser cortado, permitiendo un rápido rebrote de la planta y disminuyendo el tiempo empleado para la cosecha.

Se recomienda que la máquina sea operada en terrenos planos libre de piedras y objetos que dañen sus mecanismos y además que se cumpla con el cronograma de mantenimiento establecido.

SUMMARY

This work has been the design, construction, and performance of tests for a fodder collector and cutter machine for a Category I tractor with the purpose to reduce partially the overgrazing problem and the fodder wastage in the moment of the harvest. Using an adequate methodology, there were selected alternatives for the design and construction of the main systems considering several criteria of essential importance.

The process of cutting is made by alternative blades; the fodder is moved toward a grinding flywheel helped by an auger and an endless screw transporter. The grinding contains driving blades. Finally, the grinded fodder is expelled by a metal conduct towards a cart. The machine is low maintenance and it can be operated easily by anyone who knows how to drive a tractor.

Tests on this machine showed: Quality cut, cut fodder length, and mainly it is an efficient machine because it obtains a harvest production of 0.3 ha/hrs (6 ton/hrs), whit a speed advance of 2 km/hrs. Whit these results we conclude that the usage of this machine reduce fodder wastage when it is cut, it allows a quick regrowth of the plant and diminishing time on harvest.

It is recommended that the machine would be operated on land soils, without rocks or other objects that can damage its mechanisms and besides it has to achieve the established maintenance schedule.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1. Introducción

Los sectores agrícola y ganadero constituyen una fuente importante de desarrollo económico en el país, a pesar de ello, es poco el interés que se da para mejorar los procesos de producción de estos, más aún para las pequeñas producciones, donde por lo general no se cuenta con maquinaria agrícola adecuada para facilitar los procesos de siembra, corte, picado, y recolección de pasto.

Dentro del estudio de estos sectores, la maquinaria agrícola, adquiere una función trascendental, ya que, esta se utiliza para labrar la tierra, plantar, cultivar y recolectar la cosecha, optimizando el tiempo y disminuyendo la intervención del hombre en estas actividades. Desde la antigüedad, el ser humano ha empleado herramientas que le facilitaban las labores agrícolas y ganaderas, como por ejemplo herramientas con puntas para cavar y mantener la tierra aireada, y objetos afilados para cortar la cosecha. Estos útiles primitivos, modificados y desarrollados, son las herramientas manuales que todavía se requieren en cultivos a pequeña escala, como la pala, el rastrillo, la hoz y la guadaña.

La mecanización agrícola es la característica más destacada de la agricultura de finales del siglo XIX y del siglo XX, pues esta ha sido de gran importancia para disminuir el arduo y agotador trabajo del agricultor. Aún más significativo: la mecanización ha multiplicado la eficiencia y productividad de las explotaciones agrícolas.

Sin embargo en nuestro medio, el sector agrícola no está a la altura de los países desarrollados, quienes han mecanizado este sector, teniendo así una mayor producción, esto, con la introducción de grandes y automatizadas máquinas, capaces de realizar labores, antes desarrolladas solo por el hombre.

La mayor parte de la explotación agraria y pecuaria en la región Interandina, aún se la realiza en forma manual y con pastoreo en el terreno, provocando el consiguiente deterioro de los pastizales; esto es debido a la compactación del suelo y la disminución en la producción del ganado. Además muchos agricultores realizan el corte del pasto, para

alimentación de sus animales, con la utilización de herramientas como: la hoz o las guadañas, con grandes esfuerzos físicos humanos pero con bajos rendimientos y gran desperdicio tanto del alimento animal, como del tiempo.

La máquina principal de la agricultura moderna es el tractor, este proporciona fuerza motriz a otras muchas herramientas que se pueden conectar a él, como: máquinas segadoras, picadoras, sopladoras de forraje y otras herramientas de labranza que ayudan en gran parte para la alimentación del ganado, pero estas tienen costos elevados por ser diseñadas para trabajos de gran escala y esto dificulta su adquisición por parte de pequeños ganaderos, quienes buscan otras alternativas para sus necesidades y requerimientos de trabajo.

1.2. Justificación técnico – económica

Evaluar y analizar la posibilidad del desarrollo de la mecanización agrícola en nuestro medio, es uno de los desafíos más importantes en la actualidad. Para lograr dicho propósito es necesario realizar un estudio de las ventajas y beneficios que esto nos proporciona. El uso de maquinaria agrícola reduce sustancialmente la mano de obra y el tiempo en las labores del campo, y con la ayuda de esta, ahora se necesita para cultivar y cosechar forrajes, arroz, avena, otros, mucho menos de lo que se necesitaba hace unas pocas décadas. La mecanización, junto con la mejora de las variedades a cultivar, técnicas y recolección más eficientes, ha permitido optimizar las actividades agrícolas.

La razón de la importancia de la mecanización agrícola, se debe a dos causas fundamentales: aumentar la productividad y disminuir el trabajo del agricultor en el campo, haciéndolo menos duro, más atractivo, cómodo y seguro.

En nuestro medio para realizar el corte y recolección del forraje, aún se usan métodos e instrumentos manuales tradicionales, en muchas ocasiones produciéndose un daño en el rebrote de los pastos, debido al mal uso de dichos instrumentos. Un aspecto muy importante en la alimentación del ganado es el picado del forraje, ya que con este proceso se disminuye el desperdicio del alimento y el ganado requiere menos energía para la digestión.

En cuanto al aspecto económico, se puede decir que en nuestro medio existen cosechadoras de forraje que realizan estas actividades, pero, están diseñadas para trabajar sobre grandes extensiones de terreno por lo cual su costo es elevado y su tiempo de amortización sería demasiado largo. Debido a estas razones los agricultores se ven impedidos a estabular su ganado y obtener una crianza más óptima.

El propósito del diseño y construcción de una máquina capaz de realizar el corte, picado y recolección del forraje, no solo está centrado a una investigación netamente técnica, sino también a identificar ciertas problemáticas existentes en el sector agrícola tomando en cuenta los beneficios que se obtiene a un corto o mediano plazo con esta inversión, compartir ideas y recoger alternativas de solución que permita mayor eficiencia y optimización en el sistema de cosecha de forrajes.

Esto ha incentivado a crear una máquina de corte y picado de forraje, que tenga como características principales: un bajo costo, requiera baja potencia, proporcione un corte limpio, que pueda realizar el trabajo de picado de forma eficiente, sustituyendo instrumentos antiguos como la hoz y la guadaña.

1.3. Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar, construir y validar una máquina cortadora, picadora y recolectora de forraje.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Diseñar, seleccionar y construir las piezas necesarias para la máquina.
- Construir el prototipo.
- Realizar el montaje del prototipo de cortadora y recolectora de forraje.
- Realizar pruebas de funcionamiento de la máquina.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO Y ANÁLISIS DEL PROBLEMA

2.1. Formulación del problema

El problema de la alimentación del ganado desde los pastizales, es solucionado parcialmente en nuestro medio a través de distintas formas, en la mayor parte de ellas no interviene la mecanización agrícola. Es común, la alimentación del ganado desde los mismos campos, produciéndose en muchas ocasiones el sobrepastoreo. Otra de las formas es el corte del forraje mediante herramientas como la hoz, guadañas, otras.

En el primer caso, el sobrepastoreo es el exceso de animales o el pastoreo intensivo y continuado en un terreno lo cual provoca la desaparición de la vegetación e impide el crecimiento de las plantas perdiendo así la capacidad de renovación del terreno, a causa de que la ganadería excesiva pasta largo tiempo en una misma área. Esto provoca que se compacte el suelo y desaparezcan las especies de pastos que alimentan el ganado, produciéndose así la desertificación y erosión del suelo.

En el segundo caso, el corte y recolección de forraje mediante herramientas como: la hoz y la guadaña, es un trabajo muy extenso y un tanto difícil para el ganadero, requiere mayor tiempo y es poco eficiente, tomando en cuenta que, un factor fundamental en la recolección de los cultivos forrajeros, es el “factor tiempo”, no solo es necesario realizar la recolección en el tiempo programado para ello, sino también realizarla en el momento justo. Así, por ejemplo, unos días de retraso en la siega puede incrementar la producción, pero disminuir sensiblemente la palatabilidad y la digestibilidad del producto. Además esto dificulta el trabajo, puesto que el traslado del alimento hacia los pastizales es difícil y complicado dependiendo del sitio donde se encuentre.

Otro problema que se busca solucionar, es el picado del forraje, ya que el animal gasta mayor energía en desmenuzar el material, siendo necesario que este se halle picado en trozos relativamente pequeños para mejorar incluso la digestibilidad del alimento.

2.2. Definición del problema

La necesidad surge a partir de la cantidad de pérdidas que se producen en el proceso de corte y recolección de forraje para la alimentación del ganado, ya que para pequeñas extensiones de terreno es inadecuada y difícil la adquisición de una máquina cosechadora de forraje.

La máquina a construirse debe ser capaz de realizar el corte del forraje con un proceso limpio y eficiente produciendo el mínimo daño en el pasto, para facilitar el rebrote del mismo; realizar el picado en trozos pequeños con un mínimo desperdicio y expulsar el forraje picado para su posterior recolección, además debe ser eficiente y de fácil maniobrabilidad.

2.3. Generación de alternativas para el Sistema de propulsión

El aspecto básico del diseño es sin duda, la generación de soluciones, este conjunto de ideas son agrupadas y esquematizadas en una llamada matriz morfológica, la misma que resume la forma que puede tomar la máquina.

El análisis de las alternativas para los diferentes sistemas, se lo realiza en base a los parámetros de diseño y las condiciones de su requerimiento, tomando en cuenta las ventajas y desventajas que estas nos proporcionen.

El sistema de propulsión consiste en la fuente de la fuerza motriz, que para el caso es el vehículo que movilice a la máquina en su conjunto.

La alternativa más adecuada para este sistema será seleccionada a partir de una serie de cualidades requeridas para obtener una mayor eficiencia de trabajo.

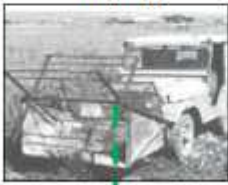


Las cualidades de mayor importancia que caracterizan un vehículo son: dirigibilidad, maniobrabilidad, seguridad de la marcha y la comodidad. Para satisfacer las exigencias de dichas cualidades es necesario tomar en cuenta las particularidades estructurales de la máquina: facultad de giro, estabilidad, calidad de frenado y la suavidad de marcha.

La evaluación de las alternativas para la propulsión de la máquina en su conjunto, depende de la destinación de la máquina, las condiciones de su empleo y el factor económico.

2.3.1. Matriz morfológica del sistema de propulsión

Las posibles soluciones para el sistema de propulsión son:

Tabla 2.1 MATRIZ MORFOLÓGICA DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN

Funciones	Soluciones		
	1	2	3
Tipo de accionamiento de la máquina	Adaptación a un jeep 	Chasis metálico con motor de combustión interna 	Adaptación a un tractor 

- Alternativa 1
- Alternativa 2
- Alternativa 3

2.3.2. Descripción de las alternativas para el Sistema de propulsión

Una vez definidas las posibles soluciones para este sistema, se procede con la descripción de las propuestas dadas para realizar la selección de la más adecuada en base a distintos parámetros.

2.3.2.1. Alternativa Uno: Propulsión mediante un jeep

Esta alternativa propone la propulsión mediante un jeep, en el cual se adaptarán los distintos sistemas, además el diseño y selección de: embrague, tipo de caja de cambios, motor, neumáticos dirección y frenos no es necesario.

Las herramientas de corte, picado y recolección del forraje pueden ser montadas en la parte frontal figura 2.1 (a), en la zaga o en las partes laterales, del vehículo propulsor,

figura 2.1 (b), la fuente y tipo de energía que utiliza para la propulsión es la fuerza de tracción, la elevación o levante es mediante un sistema hidráulico y principalmente utiliza la energía mecánica de la llamada toma de fuerza (tdf).

El sistema de transmisión de movimiento para los mecanismos, es mediante poleas y se muestra en la figura 2.2.



Figura 2.1. Alternativa de adaptación a un jeep (a). Adaptación de un automóvil (b).



Figura 2.2. Sistema de transmisión mecánica montada al vehículo

Ventajas:

- No requiere diseño de los sistemas de dirección, frenos, caja de cambios de velocidad, suspensión.
- Fácil adquisición.

Desventajas:

- Requiere el diseño de una toma de fuerza para la adaptación a los sistemas de corte, picado y recolección de forraje.
- Motor no apto para el trabajo en el campo.
- Los neumáticos no son aptos para terreno labrado.
- La adaptación de los sistemas de corte, picado y recolección es más complicada.

2.3.2.2. Alternativa Dos: Chasis metálico con motor de combustión interna

Esta alternativa propone realizar la propulsión mediante un chasis de acero estructural cuya configuración es semejante al de un tractor. Este soporta los sistemas de transmisión, carrocería, y el peso del conductor, además a este se hallan adaptadas las distintas herramientas para la cosecha del forraje. Las partes del chasis están diseñadas, seleccionadas y construidas de acuerdo a los requerimientos necesarios.

El motor es a diesel y está seleccionado de acuerdo a la potencia requerida por los sistemas de: corte, picado, recolección, transmisión y tracción del mismo vehículo y tomando en cuenta el lugar y las condiciones donde realizará el trabajo.

Los sistemas de transmisión, dirección y frenos son hidráulicos, por lo que se realizará la selección de bombas, cilindros, válvulas y demás accesorios, para el sistema de elevación se utiliza el mismo circuito hidráulico. Los neumáticos están seleccionados de acuerdo al tipo de terreno, las herramientas de cosecha del forraje reciben el movimiento de la toma de fuerza acoplada mecánicamente al vehículo. La figura 2.3 muestra la posible configuración de la alternativa propuesta.



Figura 2.3. Chasis de acero estructural con motor de combustión interna.

Ventajas:

- Selección de un motor a diesel adecuado para el trabajo en el campo.
- Mandos y sistemas de transmisión hidráulicos.
- Selección de neumáticos adecuados.
- Fácil maniobrabilidad y mantenimiento.

Desventajas:

- Costo elevado por el requerimiento de elementos hidráulicos.
- Requiere el diseño de gran parte de los sistemas.
- Se necesitan mayor cantidad de elementos y materiales para la construcción.
- Dificultad en la adquisición de repuestos.
- Mayor tiempo y dificultad en la construcción.
- Son necesarias varias pruebas para su validación.

2.3.2.3. Alternativa Tres: Propulsión mediante un tractor

El tractor es una "máquina agrícola motorizada para arrastre o acoplamiento de otras máquinas las que no poseen su propio elemento propulsor".

Consta de un motor que es el encargado de poner a disposición la energía necesaria para la tracción y su autotransporte, a continuación del motor se encuentran otros mecanismos que tienen por función transmitir la potencia del motor a las ruedas y a la toma de potencia (toma de fuerza), que constituyen la transmisión.

Otros mecanismos de importancia lo constituyen la barra de tiro y el mecanismo de levante hidráulico de tres puntos. [1]

De la toma de fuerza del tractor, se obtiene el movimiento para el funcionamiento de las herramientas de corte, picado y recolección.



Figura 2.4. Tractor de 35 Hp.

Ventajas:

- Posee sistemas hidráulicos.
- Sus elementos y características son adecuados para el trabajo en el campo.
- Posee una toma de fuerza para las herramientas de labranza.
- Es más fácil acoplar los componentes.
- Se puede traccionar implementos y máquinas agrícolas.
- Dispone de repuestos en el mercado.
- Fácil maniobrabilidad.

Desventajas:

- Requiere mantenimiento especializado.
- Debe ser manejado por personal instruido.
- Tiene mayor costo.

2.3.3. Evaluación de las alternativas para la propulsión

En las diferentes etapas del proceso de diseño, después de cada despliegue de las alternativas, corresponde hacer una evaluación de las mismas que sirva de base para la posterior toma de decisiones.

Estas evaluaciones en general no se centran sobre un determinado elemento, sino que deben ponderar distintos aspectos del sistema en base a criterios que a menudo implican juicios de valor. [2]

2.3.3.1. Método de evaluación de alternativas**2.3.3.1.1. Método ordinal corregido de criterios ponderados**

Se basa en unas tablas donde cada criterio (o solución, para un determinado criterio) se confronta con los restantes criterios (o soluciones) y se asignan los valores siguientes:

1 Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor; $>$) que el de las columnas

0,5 Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente ($=$) al de las columnas

0 Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor; <) que el de las columnas

Luego, para cada criterio (o solución), se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios (o soluciones) al que se le añade una unidad (para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula); después en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio (o solución)

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio. [2]

2.3.3.2. Criterios de valoración en la selección de la alternativa para la propulsión

a) Potencia requerida

Es un factor importante; mientras mayor sea la potencia requerida mayor será el costo de la máquina.

b) Costo

El costo es determinante en la selección de alternativas, se toman en cuenta y se comparan los costos de materiales, mano de obra y fabricación en caso de construirse el sistema de propulsión o el valor económico en caso de la adquisición del tractor.

c) Construcción

Determina el grado de dificultad del montaje. La construcción de los elementos debe ser normalizada o que se puedan encontrar en el mercado nacional.

d) Peso

Si su peso es excesivo se puede producir compactación del suelo, por lo que es muy necesario analizar este factor.

e) Fiabilidad

La máquina debe ofrecer seguridad al operador, además debe tener un funcionamiento eficiente para que su tiempo de amortización sea mínimo.

f) Mantenimiento

Este factor puede convertirse en un costo adicional, por ello los componentes de la maquina deben ser de fácil adquisición mantenimiento y reemplazo en caso de ser comprados o contruidos.

2.3.3.3. Evaluación del peso específico de los criterios de selección

Alternativa 1: Adaptación de los sistemas a un jeep.

Alternativa 2: Chasis metálico con motor de combustión interna.

Alternativa 3: Adaptación a un tractor.

a) Evaluación del peso especifico de cada criterio:

Potencia requerida = Costo > Construcción > Peso > Fiabilidad = Mantenimiento

Tabla 2.2 EVALUACIÓN DE LOS CRITERIOS PARA LA PROPULSIÓN

	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	$\Sigma + 1$	Ponderación
Potencia requerida (a)		0,5	1	1	1	1	5,5	0,261
Costo (b)	0,5		1	1	1	1	5,5	0,261
Construcción (c)	0	0		1	1	1	4	0,190
Peso (d)	0	0	0		1	1	3	0,142
Fiabilidad (e)	0	0	0	0		0,5	1,5	0,071
Mantenimiento (f)	0	0	0	0	0,5		1,5	0,071
					SUMA		21	1

Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio:

b) Evaluación del peso especifico del criterio Potencia requerida para la propulsión

Alternativa 2 = Alternativa 3 > Alternativa 1

Tabla 2.3 EVALUACIÓN DEL CRITERIO DE POTENCIA PARA LA PROPULSIÓN

Potencia requerida	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,166
Alternativa 2	1		0,5	2,5	0,416
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,416
			SUMA	6	1

Similar al caso anterior, se realiza la evaluación del peso específico de los demás criterios, para obtener la tabla final con la cual se puede seleccionar la mejor alternativa.

c) Tabla de conclusiones para la selección del Sistema de Propulsión.

Tabla 2.4 CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN

Conclusiones	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,044	0,131	0,032	0,024	0,012	0,024	0,266	3
Alternativa 2	0,109	0,044	0,063	0,071	0,024	0,012	0,323	2
Alternativa 3	0,109	0,087	0,095	0,048	0,036	0,036	0,411	1

2.3.4. Selección de la alternativa para la propulsión

La metodología utilizada muestra que la **alternativa 3**, la de mayor puntaje, es la más adecuada para el sistema de propulsión. Esta alternativa propone la adaptación de las herramientas de corte, picado y recolección a un tractor.

2.4. Generación de alternativas para el sistema de corte

Corte del forraje.- Con esta operación se inicia cualquier cadena de recolección y consiste en separar el tallo de la raíz, que permanece unida al suelo, en toda la superficie del campo.

Para valorar la calidad del corte se debe considerar:

- a) La limpieza con que se realiza el corte.
- b) Su resistencia al embozado.
- c) El grado de contaminación con la tierra de la hierba segada.

Si el corte no se realiza limpiamente se produce un retraso en rebrote y aumenta la velocidad de fermentación en el producto segado.

Dos son los principios básicos generalizados para realizar la siega: el empleo de cuchilla y contra-cuchilla, que actúan durante el corte como una tijera produciéndose un cierre por aplastamiento en las zonas cortadas, figura 2.5.

Y el corte por golpe con una cuchilla desplazándose a alta velocidad (sin contra-cuchilla), que solo producirá un corte limpio si la velocidad es suficientemente alta y la cuchilla está bien afilada, pero sin el aplastamiento y cierre de la de la zona cortada. [3]

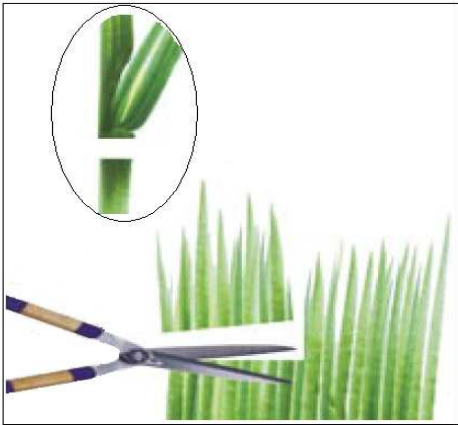

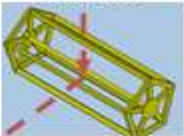



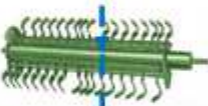











Figura 2.5 Característica del corte por cuchilla y contra-cuchilla

2.4.1. Matriz morfológica del Sistema de corte

A continuación se presentan las posibles soluciones para el sistema de corte:

Tabla 2.5 MATRIZ MORFOLÓGICA DEL SISTEMA DE CORTE

Funciones Secundarias	Soluciones		
Tipo de accionamiento		TRACTOR	
Mecanismo de captación del forraje	Manual 	Molinete 	Automático 
Tipo de cortadora	De cuchillas alternativas 	Rotativa de tambores 	Mayales 
Montaje de las cuchillas	Remachado 	Empernado 	Articulado 
Sistema de transmisión del mecanismo de corte	Cadenas 	Bandas 	Engranajes 

- Alternativa 1: 
- Alternativa 2: 
- Alternativa 3: 

2.4.2. Descripción de las alternativas para el sistema de corte

2.4.2.1. Alternativa Uno: Cortadora de cuchillas alternativas

El sistema de accionamiento para este sistema es mediante un tractor, posee un mecanismo de captación del forraje, llamado molinete, para acarrearlo hacia las cuchillas metálicas de corte, cuya forma es trapezoidal, dotada de filos en los lados.

Los bordes cortantes de las cuchillas se dirigen uno contra otro y seccionan el material que se ha introducido entre ellos. El montaje de las cuchillas es mediante remaches, para que estas puedan ser reemplazadas en caso de desgaste.

El conjunto de cuchillas se hallan sujetas a piezas metálicas llamadas dedos, los mismos que están empernados a una barra fija, como muestra la figura 2.6.

La transmisión para el sistema de corte, se obtiene de un eje de salida del tdf, mediante bandas. El movimiento alternativo para las cuchillas se obtiene mediante un mecanismo de biela manivela.



Figura 2.6 Montaje de las cuchillas y dedos metálicos del sistema de corte

Ventajas:

- Corte limpio sin contaminar el forraje con la tierra.
- Permite regular la altura de corte.

- Facilidad de construcción y estructura simple.
- Menor costo.
- Utiliza menor potencia.
- La calidad de corte beneficia a la planta de tal forma que el rebrote es rápido.
- Debido a su modo de trabajo, no producen proyección de piedras y terrones, lo que simplifica el diseño de su bastidor al no necesitar elementos de protección robustos.

Desventajas:

- Por su baja velocidad puede producir vibraciones.
- Desgaste de las cuchillas.
- Difícil trabajo sobre el forraje tumbado.
- Requiere mantenimiento constante.

2.4.2.2. Alternativa Dos: Cortadora de cuchillas rotativas de tambores

Como en el caso anterior el accionamiento se lo realiza mediante el tdf del tractor a través de un eje cardánico y la transmisión es mediante correas y engranajes.

En función de la longitud de corte posee un cierto número de tambores, girando en sentido inverso dos a dos, de forma que el forraje es acarreado, cortado y lanzado hacia atrás entre dos tambores.

Las cuchillas son piezas de acero que efectúan el corte, su fijación es mediante pernos, la figura 2.7 muestra la configuración de este tipo de cortadora.



Figura 2.7 Cortadora rotativa de tambores

Ventajas:

- Mayor velocidad de trabajo, puede superar los 12 km/h
- Alta resistencia al embozado.
- Menor tiempo de mantenimiento.
- Buen rendimiento de trabajo debido a las condiciones del corte.

Desventajas:

- Mayor peso.
- Mayor consumo de energía, por ello requieren mayor potencia.
- Menor calidad de corte
- Poca precisión en la altura de corte.
- Peligro de proyección de piedras y riesgo de daños en las cuchillas.
- Alto desgaste de las cuchillas.
- Contaminación del forraje con tierra.
- Producen daño en la planta, desgarres y desperdicio del forraje.
- Dificultad de construcción.

2.4.2.3. Alternativa tres: Cortadora de mayales

Está accionada por la toma de fuerza del tractor mediante transmisión por bandas, consta de un eje horizontal giratorio en el que van articuladas una serie de cuchillas llamadas mayales, las cuales al girar a gran velocidad, realizan el corte mediante impacto de sus filos con los tallos.

Este tipo de cortadora permite la siega en cultivos densos y encamados sin atascos. Principalmente son utilizadas en pastizales naturales y cultivos de gramíneas.

Por la configuración y la forma de funcionamiento de esta cortadora existe un gran peligro de proyección de piedras, por lo que es necesario incorporar una serie de chapas metálicas que forman una cortina de protección contra la que chocan las piedras.

Los mayales son los elementos cortantes, su número varía dependiendo de la longitud del eje giratorio, estos elementos se sujetan a dicho eje con libertad de retraerse en caso de choque contra un objeto duro. [4]

Este tipo de cortadora permite picar y expulsar el forraje sin la necesidad de un picador por lo que se puede incorporar un conducto metálico para la salida del forraje.



Figura 2.8 Cortadora rotativa de mayales.

Ventajas:

- Son máquinas simples y versátiles.
- Realiza el segado, picado y carga simultánea de forraje verde en remolque, para consumo directo de los animales.
- No se produce embozado.
- Apropiaada para trabajar en condiciones difíciles cuando no se espera el rebrote del cultivo.
- En su misma estructura posee un sistema de conducción del forraje.

Desventajas:

- Elevado consumo de energía, por ello, requieren mayor potencia.
- Corte poco limpio por la contaminación del forraje con tierra.
- Pérdidas del forraje.
- Producen un picado basto e irregular que no es adecuado para ensilar.
- Peso elevado.
- Peligro de proyección de piedras.
- Produce laceraciones y desgarre en los tallos, lo que impide el rebrote del forraje.

2.4.3. Referencia para la evaluación de las alternativas de corte

Para evaluar los distintos tipos de cortadoras de forraje comúnmente utilizadas se presenta en la tabla 2.6 un resumen de sus principales características:

Tabla 2.6 COMPARACIÓN DE LOS TIPOS DE CORTADORAS DE FORRAJE. [4]

TIPOS	CORTADORAS ALTERNATIVAS		CORTADORAS ROTATIVAS		
CARACTERÍSTICAS	1 LÁMINA	LÁMINA DOBLE	MAYALES	DISCOS	TAMBORES
Masa	Baja	Media	Alta	Alta	Alta
Calidad de corte	Buena	Muy buena	Mala	Media	Media
Contaminación por tierra	Baja	Baja	Alta	Media	Media
Trabajo sobre forraje tumbado	Difícil	Regular	Muy bueno	Bueno	Bueno
Polivalencia	Nula	Nula	Buena	Regular	Poca
Mantenimiento	Mucho	Mucho	Muy poco	Poco	Poco
Adaptación a terrenos pedregosos	Media	Bajo	Bueno	Bajo	Bajo
Tipo de forraje adaptado	Forraje rígido	Todos	Gramíneas	Todos	Todos
Atascos causados por el terreno	Muy poco frecuentes	Muy poco frecuentes	Medios	Elevados	Elevado
Deshojado y demás pérdidas	Despreciable	Despreciable	Importante (leguminosas)	Despreciable	Despreciable

2.4.3.1 Criterios de valoración en la selección de la alternativa para el corte

Los criterios considerados más importantes para la selección del tipo de cortadora son:

- a) **Potencia requerida**
- b) **Costo**
- c) **Construcción**
- d) **Peso**
- e) **Calidad de corte**
- f) **Mantenimiento**
- g) **Contaminación del forraje**

Los criterios peso, calidad de corte, mantenimiento y contaminación de forraje pueden ser evaluados tomando en consideración la tabla 2.6.

2.4.3.2 Evaluación del peso específico de los criterios de selección

Se utiliza el método descrito en el apartado 2.3.3.1.1 para evaluar las alternativas.

Alternativa 1: Cortadora de cuchillas alternativas

Alternativa 2: Cortadora de cuchillas rotativas de discos

Alternativa 3: Cortadora de mayales

a) Evaluación del peso específico de cada criterio:

Potencia = Costo > Construcción > Peso = Calidad de corte > Mantenimiento > Contaminación

Tabla 2.7 EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE LOS CRITERIOS DE CORTE

	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	$\Sigma + 1$	Ponderación
Potencia (a)		0,5	1	1	1	1	1	7	0,232
Costo (b)	0,5		1	1	1	1	1	6,5	0,232
Construcción (c)	0	0		1	1	1	1	5	0,179
Peso (d)	0	0	0		0,5	1	1	3,5	0,125
Calidad de corte (e)	0	0	0	0,5		1	1	3,5	0,125
Mantenimiento (f)	0	0	0	0	0		1	2	0,071
Contaminación (g)	0	0	0	0	0	0		1	0,036
							SUMA	28	1

La tabla 2.8 muestra la evaluación del peso específico de las alternativas de corte para el criterio potencia requerida:

b) Evaluación del peso específico del criterio Potencia requerida.

Solución A > Solución C > Solución B

Tabla 2.8 EVALUACIÓN DEL CRITERIO POTENCIA REQUERIDA PARA EL CORTE

Potencia requerida	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,5
Alternativa 2	0		0	1	0,166
Alternativa 3	0	1		2	0,333
			SUMA	6	1

De la misma forma se procede a realizar la evaluación del peso específico de los demás criterios para obtener finalmente la tabla de conclusiones.

c) Tabla de conclusiones.

Tabla 2.9 CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CORTE

Conclusiones	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,116	0,116	0,060	0,063	0,063	0,012	0,018	0,446	1
Alternativa 2	0,039	0,039	0,030	0,031	0,042	0,024	0,012	0,216	3
Alternativa 3	0,077	0,077	0,089	0,031	0,021	0,036	0,006	0,338	2

2.4.4. Selección de la alternativa para el corte

El análisis de la tabla 2.9 muestra que la **Alternativa 1** en comparación con las alternativas 2 y 3, es la más adecuada para realizar el corte del forraje.

2.5. Generación de alternativas para el sistema picado – recolección

“La operación del picado ha obtenido mucha popularidad en la cosecha de forrajes. Esto se debe principalmente al hecho de que el grado de digestión y el tiempo de paso del forraje en el animal, son efectuados por el tamaño de las partículas de este forraje. Cuando más pequeñas son las partículas, mayor será el grado de digestión y menor el tiempo de paso, lo que indirectamente afecta el consumo voluntario del animal.

Otro factor a favor del picado es que el animal gasta menos energía en desmenuzar el material. Además, el material picado tiene mayor densidad. El tracto digestivo del animal tiene una determinada capacidad volumétrica. Por esto, con material picado se llena el tracto digestivo con mayor cantidad de forraje. Por consiguiente, las ganancias de producción por medio del picado han favorecido una amplia aplicación de las máquinas picadoras.

Aparte de las ventajas respecto al consumo de la digestibilidad, el material picado es fácilmente transportable por medio de conductores mecánicos y sopladores.” [5]

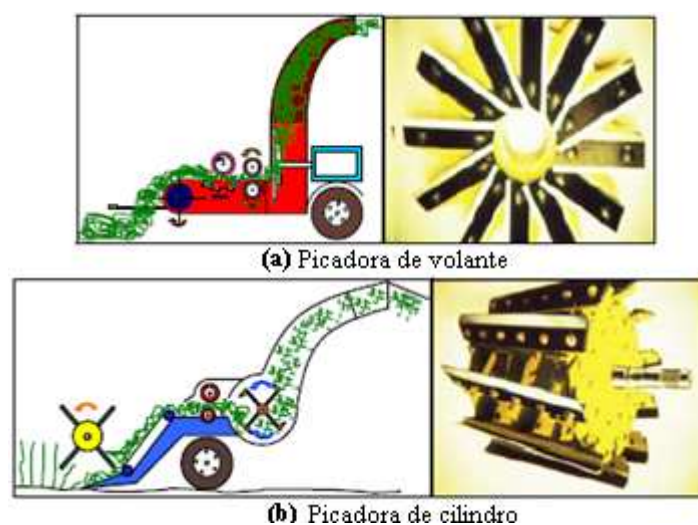












Figura 2.9 Tipos de picadoras de forrajes


Sistema de recolección


El sistema de descarga o recolección del forraje para este sistema consiste en un ducto por el cual el material es aventado hacia el exterior de la máquina cortadora y picadora de forrajes. En el extremo presenta un deflector que orienta la salida del material para su descarga sobre el vagón forrajero. El ducto puede girar y puede regularse de tal manera que el vagón se llene desde atrás hacia adelante. [6]


2.5.1. Matriz morfológica del Sistema de picado - recolección

Tabla 2.10 MATRIZ MORFOLÓGICA DEL SISTEMA DE PICADO – RECOLECCIÓN

Funciones secundarias	Soluciones		
	Sistema de picado		
	1	2	3
Tipo de accionamiento		TRACTOR	
Sistema de alimentación del elemento picador	Cilindros horizontales	Cilindros verticales	Tornillo sinfin
Tipo de transmisión del sistema de alimentación	Bandas 	Cadenas 	Engranajes 
Tipo de elemento picador	De cilindro 	De volante 	Picador – soplador de volante 
Tipo de transmisión para el picador	Engranajes 	Cadenas 	Bandas 
	Sistema de recolección		
Sistema de descarga		Conducto 	

Alternativa 1: 

Alternativa 2: 

Alternativa 3: 

2.5.2. Descripción de las alternativas para el Sistema picado-recolección

2.5.2.1. Alternativa uno: Picador – soplador de volante

El sistema de alimentación del elemento picador es un tornillo sinfín, al cual ingresa el forraje ayudado por el molinete. El tornillo sinfín es de doble sentido, por lo cual el material será atraído hacia el centro, donde se halla el picador. El sistema de transmisión del sinfín es mediante cadenas.

Una vez ingresado el forraje, será el volante picador el encargado de realizar la función de picar el forraje mediante las cuchillas que posee y de expulsar o soplar el material por un conducto de descarga, la segunda función es posible, ya que el volante picador será dotado con paletas. Para el movimiento del picador se utiliza la transmisión por bandas.

Ventajas:

- La longitud de corte puede modificarse, con el mecanismo de alimentación, modificando la velocidad del picador, o variando el número de cuchillas.
- Posee paletas para soplar el forraje picado aprovechando la velocidad tangencial.
- Se ubica perpendicular a la dirección de avance para facilitar el montaje de otras herramientas frente a la entrada de la picadora.
- Permite un picado regular.

Desventajas:

- El borde cortante de las cuchillas debe afilarse una vez que se haya desgastado.
- En comparación con el picador de cilindro, el picador de discos es menos eficiente y tiene un menor potencial lanzador.

2.5.2.2. Alternativa Dos: Picador de volante

El sistema de alimentación del picador es mediante cilindros verticales, estos reciben la potencia del tdf del tractor mediante un sistema de transmisión por bandas.

Después de que el forraje es cortado por las cuchillas alternativas este pasa entre los cilindros hasta llegar al picador de volante provisto de cierto número de cuchillas; a este se adjunta un soplador que expulse el forraje hacia el exterior.

La transmisión para el volante es mediante bandas y el sistema de recolección del forraje después de ser picador es mediante un conducto metálico.

Ventajas:

- Fácil construcción del elemento picador.
- Se puede modificar la longitud del picado del forraje.

Desventajas:

- Difícil montaje de los cilindros verticales.
- Se pueden producir desplazamientos en los cilindros.
- Las cuchillas requieren un afilado continuo.
- Utiliza dos mecanismos individuales para picar y soplar el forraje.

2.5.2.3. Alternativa Tres: Picador de cilindro

Para este caso el sistema de alimentación es mediante cilindros horizontales, esto se debe a que el picador de cilindro se ubica también de forma horizontal.

Los cilindros están dispuestos de tal forma que el forraje pase entre estos a una determinada velocidad hacia el elemento picador; su transmisión es mediante bandas.

El elemento picador de cilindro tiene mayor eficiencia y un elevado potencial lanzador; por su gran velocidad de rotación y configuración, corta el forraje en pequeños trozos de acuerdo al número de cuchillas que posee y lo expulsa hacia el exterior mediante un conducto metálico, su transmisión es mediante bandas.

Ventajas:

- Posee un elevado potencial lanzador
- Se puede modificar la longitud del corte.
- Las mismas cuchillas son las encargadas de lanzar el forraje.

Desventajas:

- Las cuchillas necesitan un afilado continuo.
- Tienen mayor peso.
- Difícil construcción.

2.5.3. Evaluación de las alternativas para los sistemas picado – recolección

2.5.3.1. Criterios de valoración en la selección de la alternativa para el picado – recolección

a) Potencia requerida

b) Costo

c) Uniformidad de corte

El largo del forraje picado debe ser constante; la mayoría de las partículas deberán estar muy cerca de la longitud teórica de picado. [6]

d) Calidad de picado

Se entiende por la apariencia de cada partícula cortada de forraje. Cada una de ellas deberá presentar un corte limpio con las puntas parejas; sin rasgado ni lacerado. La calidad depende del mantenimiento que se dispense a las cuchillas y contracuchilla. [6]

e) Capacidad

Es la capacidad de conseguir pasar la máxima cantidad posible de forraje a través del rotor picador. [6]

f) Eficiencia

Es la habilidad de cortar forraje con la mínima potencia. [6]

g) Mantenimiento.

Se toma en cuenta el fácil mantenimiento y reemplazo de las cuchillas y contracuchilla y además que los repuestos correspondientes sean encontrados en el mercado.

2.5.3.2. Evaluación del peso específico de los criterios de selección

Alternativa 1: Picador – soplador de volante

Alternativa 2: Picador de volante

Alternativa 3: Picador de cilindro.

a) Evaluación del peso específico de cada criterio:

Potencia = Costo > Uniformidad de corte = Calidad de picado > Capacidad > Eficiencia
= Mantenimiento

Tabla 2.11 EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE LOS CRITERIOS PARA EL PICADO – RECOLECCIÓN

	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	$\Sigma + 1$	Ponderación
Potencia requerida (a)		0,5	1	1	1	1	1	6,5	0,236
Costo (b)	0,5		1	1	1	1	1	6,5	0,236
Uniformidad de corte (c)	0	0		0,5	1	1	1	4,5	0,163
Calidad de picado (d)	0	0	0,5		1	1	1	4,5	0,163
Capacidad (e)	0	0	0	0		1	1	3	0,109
Eficiencia (f)	0	0	0	0	0		0,5	1,5	0,054
Mantenimiento (g)	0	0	0	0	0	0		1	0,036
							SUMA	27,5	1

b) Evaluación del peso específico del criterio Potencia requerida.

Alternativa 1 > Alternativa 3 > Alternativa 2

Tabla 2.12 EVALUACIÓN DEL CRITERIO POTENCIA REQUERIDA PARA EL PICADO – RECOLECCIÓN

Potencia requerida	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,5000
Alternativa 2	0		0	1	0,1667
Alternativa 3	0	1		2	0,3333
			SUMA	6	1

Se procede a realizar la evaluación del peso específico de los demás criterios para obtener finalmente la tabla de conclusiones.

c) Tabla de conclusiones para el sistema picado-recolección

Tabla 2.13 CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA PICADO – RECOLECCIÓN

Conclusiones	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,118	0,118	0,041	0,041	0,027	0,027	0,015	0,388	1
Alternativa 2	0,039	0,039	0,041	0,041	0,027	0,018	0,015	0,221	3
Alternativa 3	0,079	0,079	0,027	0,027	0,055	0,009	0,006	0,282	2

2.5.4. Selección de la alternativa para el picado - recolección

De acuerdo a los resultados se verifica que la alternativa más adecuada para este tipo de sistema es la **Alternativa 1**, Picador soplador de volante puesto que, proporciona mayores beneficios.

2.6. Descripción general de las alternativas seleccionadas

A continuación se describe de forma general los sistemas que componen la máquina, de acuerdo a las alternativas seleccionadas anteriormente.

Prototipo seleccionado: máquina cortadora, picadora y recolectora de forraje con propulsión mediante un tractor de baja potencia.

Sistema de corte: corte por cuchillas alternativas

Este es un sistema de bajo costo y de fácil construcción, las cuchillas de corte son de fácil adquisición, son reemplazables y los repuestos se pueden encontrar en el mercado nacional. Brindan mayores beneficios para el rebrote del forraje, ya que producen el mínimo daño a la planta.

Sistema de captación del forraje: molinete metálico giratorio.

El molinete metálico tiene doble función: por su movimiento rotatorio está encargado de atraer el forraje hacia las cuchillas de corte y lo empuja hacia un sistema de alimentación de tornillo sinfín.

Sistema de alimentación para el picador: tornillo sinfín.

Es de doble sentido, su configuración permite que el forraje sea introducido de mejor manera al picador.

Sistema picador: volante picador – soplador.

Es de fácil construcción, cumple con dos objetivos simultáneamente: pica el forraje a determinada longitud y lo expulsa mediante unas paletas o aspas impulsoras ubicadas en el mismo volante.

Sistema de descarga: conducto metálico.

Este sistema es importante pues, facilita el proceso de descarga. Las piezas del conducto se hallan empernadas y en la parte final posee un deflector, para dirigir la caída del forraje.

Sistema de transmisión: por bandas y cadenas.

Los sistemas de corte y picado poseen transmisión por bandas, seleccionado de acuerdo a la velocidad y la potencia requerida, en cuanto a los sistemas de captación del forraje (molinete) y el sistema de alimentación hacia el picador (sinfín), la transmisión es mediante cadenas.

2.7. Diseño preliminar

2.7.1. Esquema cinemático de la máquina

“Se llaman esquemas a los documentos de diseño en los cuales las partes integrales del artículo, su disposición mutua y las conexiones entre estas se muestran en forma de las representaciones gráficas convencionales.

Los esquemas cinemáticos determinan la composición de los mecanismos y explican la interacción de sus elementos.” [7]

El esquema cinemático de los mecanismos de funcionamiento de la máquina se muestra en la figura 2.10, y las designaciones gráficas utilizadas para realizar el esquema han sido obtenidas de la referencia bibliográfica [7].

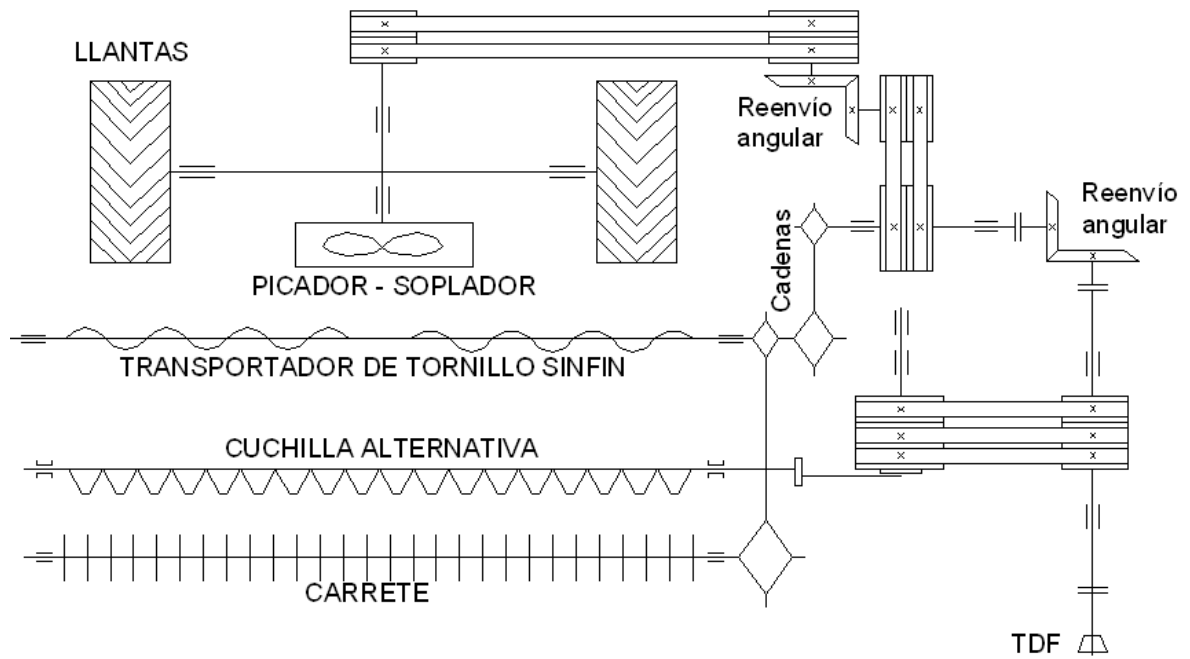


Figura 2.10 Esquema cinemático de la máquina.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA CORTADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE

Después de seleccionar la alternativa más adecuada se procede con el capítulo de diseño detallado y selección de las partes y mecanismos de la máquina, para lo cual se analizarán principalmente los siguientes sistemas:

- Sistema de corte.
- Sistema de captación del forraje.
- Sistema de alimentación del elemento picador.
- Sistema de picador – soplador.
- Sistema de impulsión y recolección.
- Sistema de transmisión de potencia.
- Estructura metálica de soporte.

3.1. Sistema de corte

El órgano de corte consiste en una barra donde se disponen sucesivamente guardas o protectores fijos llamados dedos que contienen las contracuchillas y las hojas de las cuchillas con movimiento oscilante. [8]

3.1.1. Descripción de las partes de la cortadora

Los principales componentes de la cortadora se muestran en la siguiente figura:

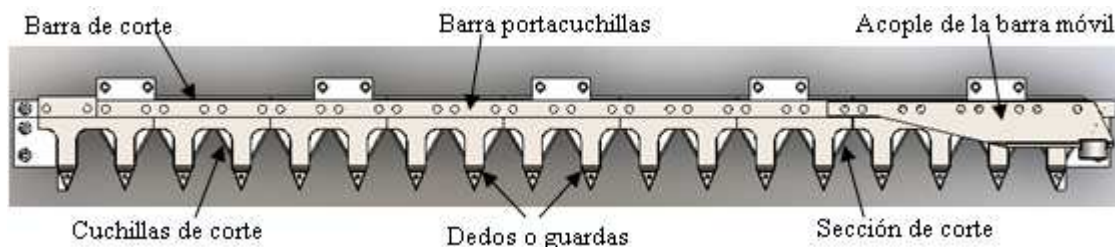


Figura 3.1 Componentes principales de la cortadora de cuchillas alternativas

La barra de corte es el elemento principal de la cortadora, consta de una parte fija provista de los dedos y una móvil, la lámina de corte. Sus componentes son:

3.1.1.1. Componentes de la parte fija de la barra de corte

Barra soporte. Es una barra rectangular de acero sobre la que se sujetan todos los elementos fijos.

Guardas o dedos. Son elementos que actúan como un borde de corte estacionario para la sección móvil. Cumplen tres funciones principales: protegen a las cuchillas contra objetos contundentes, actúan como divisores del forraje y ayudan a levantarlo si está tumbado.

Por su interior se mueven las cuchillas, siendo su número igual o superior a estas. La distancia entre las puntas de los dedos es de 76.2 mm.



Figura 3.2 Esquema de los dedos dobles.

3.1.1.2. Componentes de la parte móvil de la barra de corte

Cuchillas. Son los componentes más importantes de la barra de corte. Su forma es trapezoidal, con filo en los bordes que están en contacto con el material a cortar, estos filos pueden ser lisos o dentados.

Las cuchillas se fijan con remaches a la barra portacuchillas, la longitud de la base mayor de la cuchillas es de 76.2 mm (3 pulgadas).



Figura 3.3 Esquema de la cuchilla de corte

Barra portacuchillas. La función principal de la barra porta cuchillas es, servir como soporte al conjunto de cuchillas móviles

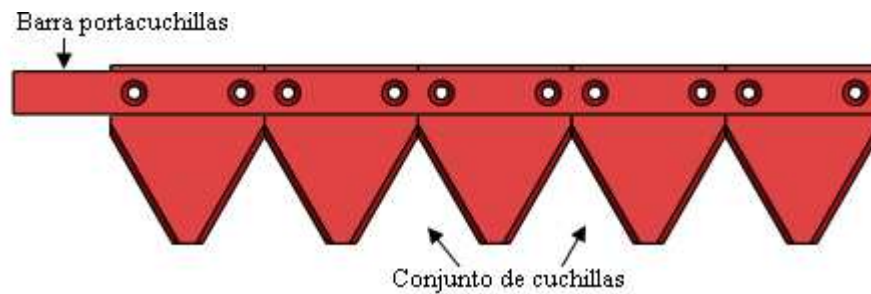


Figura 3.4 Detalle de la barra porta-cuchillas

3.1.2. Parámetros funcionales de la máquina

3.1.2.1. Velocidad de avance

Los condicionantes que limitan la capacidad de trabajo de la cortadora alternativa son las vibraciones, la velocidad de avance y el embozado.

La velocidad de avance se relaciona a su vez, con las vibraciones y con la aparición de superficies desfavorables. De estas las más perjudiciales son las no recorridas por los filos, que pueden dar lugar a deformaciones en los tallos, altura irregular y aparición de zonas no segadas. Para este tipo de cortadoras se recomienda una velocidad de avance entre 2 – 8 km/h.

Otro factor que influye en la elección de la velocidad es la producción de la parcela o la cantidad de forraje que se produce en el terreno; si la producción es alta, la velocidad de avance debe ser pequeña, para evitar el embozado. [4]

Tomando en cuenta que uno de los objetivos es obtener una máquina de bajo costo, se utilizará como dato una baja velocidad de avance.

Bajo estos parámetros la velocidad de avance escogida es:

$$v = 2 \text{ km/h}$$

3.1.2.2. Frecuencia de oscilación de la lámina o barra de corte

La presencia de vibraciones excesivas aconseja no superar la frecuencia de oscilación máxima de la lámina, lo cual se consigue manteniendo la relación de transmisión entre la toma de fuerza y la barra. Si esta gira a su régimen normalizado, las vibraciones estarán controladas. [4]

La frecuencia de oscilación se halla con la siguiente expresión:

$$v = F * a_{ciclo} * 6 * 10^{-4} \quad [4] \quad (3.1)$$

$$F = \frac{V}{a_{ciclo} * 6 * 10^{-4}} \quad [4] \quad (3.2)$$

Donde:

V = velocidad de avance [km/h].

F = frecuencia de oscilación de la lámina de corte [ciclos/min].

a_{ciclo} = avance por ciclo [cm/ciclo]. ; $a_{ciclo} = 2 * a_{carrera}$

Sabiendo que el valor de la carrera es de 3 in o 7.62 cm, se tiene:

$$F = \frac{V}{k * (9,2 * 10^{-3})} \quad [4] \quad (3.3)$$

Siendo k la relación entre el avance por carrera y la carrera, figura 3.5. La magnitud de las superficies desfavorables para el trabajo de la segadora depende de la distancia avanzada por la máquina en una carrera o en el ciclo (doble carrera). Con avances pequeños prácticamente no existen zonas sin recorrer, pero hay solape.

Por el contrario, con avances por carrera grandes, lo que supone incrementar la capacidad de trabajo de la máquina, la superficie no recorrida aumenta considerablemente. Como valores orientativos se recomienda que el avance esté comprendido entre el 60 y 90% de la carrera. Como esta vale normalmente 7,62 cm, se obtiene un intervalo de valores para el avance por ciclo, entre 9 y 13 cm. [4]

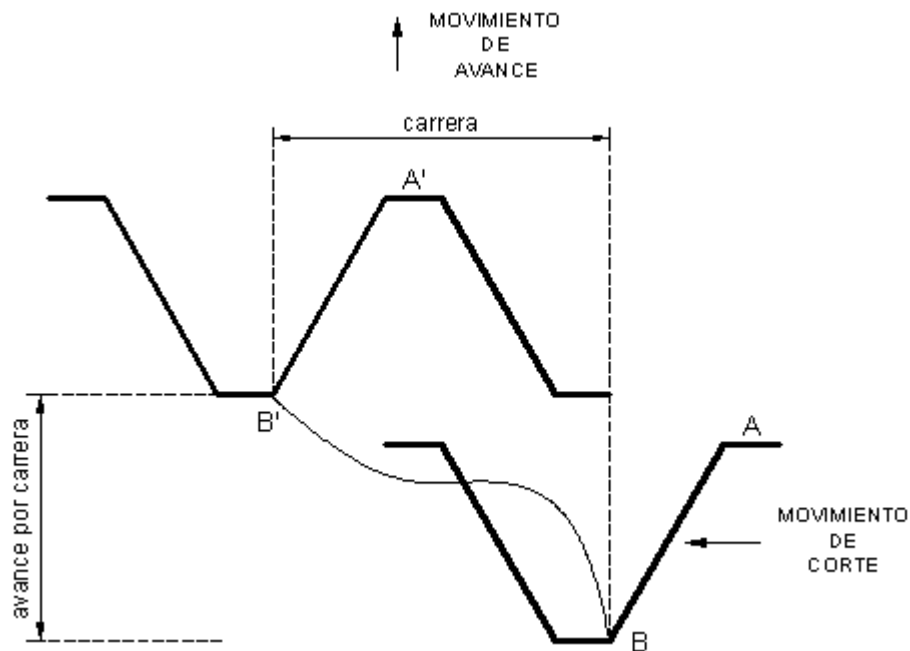


Figura 3.5 Relación entre el avance por carrera y la carrera

Reemplazando en la ecuación 3.3:

$$F = \frac{2}{0,65 * (9,2 * 10^{-3})}$$

$$F = 340 \text{ ciclos/min}$$

3.1.2.3. Capacidad de trabajo

En las máquinas de recolección, la capacidad de trabajo representa la superficie trabajada en la unidad de tiempo (ha/h). [4]

La capacidad teórica de trabajo de una máquina, es:

$$C_t = 0,1 * a_u * v \quad [4] \quad (3.4)$$

Donde:

C_t = capacidad de trabajo [ha/h].

a_u = anchura útil [m].

v = velocidad de avance [km/h].

Por los requerimientos de trabajo, se ha tomado como dato la anchura útil, es decir la longitud de corte cuyo valor es 1,30 m.

$$C_t = 0,26 \text{ ha/h}$$

$$C_t = 2600 \text{ m}^2/\text{h}$$

3.1.2.4. Cantidad teórica procesada de corte

La cantidad teórica procesada, es el producto de la capacidad teórica de trabajo por la producción de la parcela.

Este valor debería aproximarse lo más posible a la capacidad de procesado del picador, puesto que lo ideal sería que no existiera desperdicio del forraje después de ser cortado. [4]

$$C_p = P * C_t \quad [4] \quad (3.5)$$

Donde:

C_p = cantidad teórica procesada en el corte [t/h]

Q_p = capacidad de procesado del picador [t/h] ; $C_p \leq Q_p$

P = producción de la parcela [t/ha]

La producción de la parcela se refiere a la cantidad de masa de forraje que se produce en cada metro cuadrado del terreno y es tomado del sitio donde la máquina realizará su trabajo. El valor proporcionado fue de $2,5 \text{ kg/m}^2$, es decir 25 tn/ha.

Reemplazando los datos en la ecuación 3.5 se tiene:

$$C_p = 6,477 \text{ tn/h}$$

$$C_p = 1,8 \text{ kg/seg}$$

3.1.2.5. Tiempo de trabajo operativo

Conocida la capacidad teórica de trabajo y el rendimiento de la operación (η), que depende de la forma de la parcela, de la planificación del trabajo y de diversos tiempos muertos, se puede calcular el tiempo de trabajo operativo t_{op} , mediante la siguiente expresión: [4]

$$t_{op} = \frac{1}{\eta * C_t} \quad [4] \quad (3.6)$$

Donde:

t_{op} = tiempo de operación de la máquina [h/ha]

η = rendimiento de operación

C_t = capacidad teórica de trabajo [ha/h]

Tomando en cuenta los factores mencionados para el rendimiento de operación se eligió un valor del 85%, obteniéndose el siguiente tiempo de operación:

$$t_{op} = 4,29 \text{ h/ha}$$

3.1.3. Determinación de la fuerza requerida para el corte

Para iniciar el diseño de los mecanismos de corte es necesario obtener de manera experimental la fuerza requerida para esta actividad. Este valor fue obtenido de la referencia bibliográfica [9]; su valor es:

$$F_{corte} = 15 \text{ kgf}$$

3.1.4. Selección de la barra de corte

Actualmente existen empresas dedicadas a la venta de productos agrícolas como: tractores, cosechadoras de forraje, motocultores y otros, estas proporcionan además una amplia gama de repuestos. De esta forma, se adquirió en la ciudad de Quito el conjunto de la barra de corte, que comprende la parte móvil y fija.

La figura 3.6, muestra las dimensiones de la cuchilla móvil.

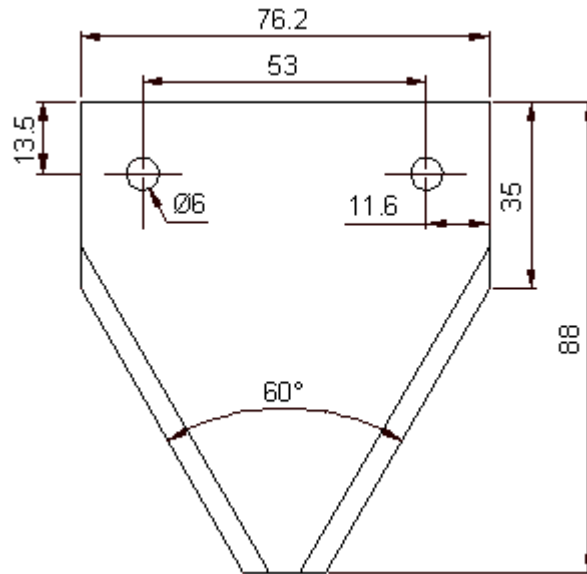


Figura 3.6 Geometría de la cuchilla móvil

A continuación se procede a verificar el factor de seguridad de la barra portacuchillas para las condiciones de trabajo requeridas.

3.1.5. Análisis de la barra porta cuchillas

Las dimensiones de la barra portacuchillas son:

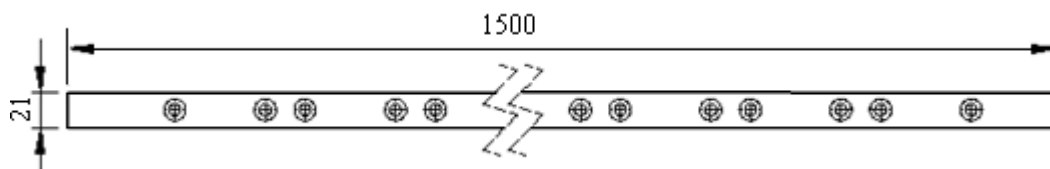


Figura 3.7 Dimensiones de la barra portacuchillas

3.1.5.1. Determinación de la fuerza sobre la barra portacuchillas

3.1.5.1.1. Análisis de la fuerza sobre la cuchilla móvil

La fuerza cortante se transmite hacia la barra portacuchillas, dicha fuerza se halla en dirección perpendicular al filo de la cuchilla móvil.

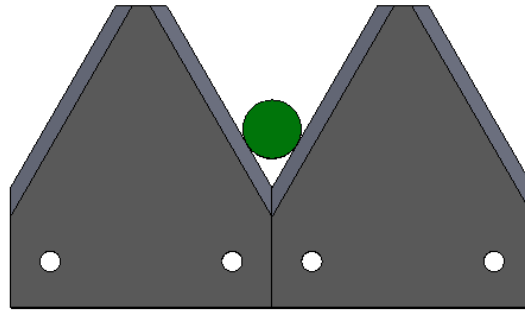


Figura 3.8 Aplicación de la fuerza cortante sobre el forraje.

Según esta consideración la fuerza cortante está distribuida a lo largo del filo de la cuchilla, y su análisis es el siguiente:

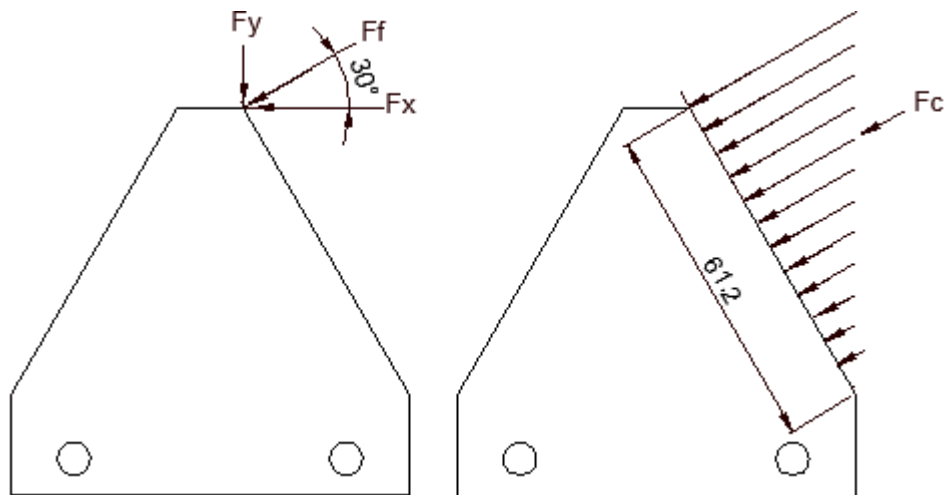


Figura 3.9 Distribución de la fuerza de corte sobre el filo de la cuchilla.

Donde:

$F_x = F_{\text{corte}}$ = fuerza de corte en la dirección x.

F_y = fuerza en la dirección y.

F_f = fuerza aplicada en el filo de la cuchilla.

F_c = fuerza concentrada para el filo de corte.

$$F_x = 15 \text{ kgf/mm}$$

$$F_f = \frac{F_x}{\cos 30^\circ} \quad (3.7)$$

$$F_f = 17,32 \text{ kgf/mm}$$

$$F_y = F_f * \text{sen } 30^0 \quad (3.8)$$

$$F_y = 8,66 \text{ kgf/mm}$$

$$F_c = 1/3 * F_f * 61.2 \text{ mm} \quad (3.9)$$

$$F_c = 353,34 \text{ kgf}$$

3.1.5.1.2. Análisis de las reacciones producidas por la carga excéntrica

La carga excéntrica F_c produce una fuerza cortante llamada carga directa o cortante primario y una carga adicional debido al momento M llamada carga de momento o cortante secundario sobre cada uno de los elementos de unión.

La cuchilla móvil está sujeta a la barra portacuchillas mediante dos remaches y por ser su geometría simétrica el centroide es de fácil localización, figura 3.10.

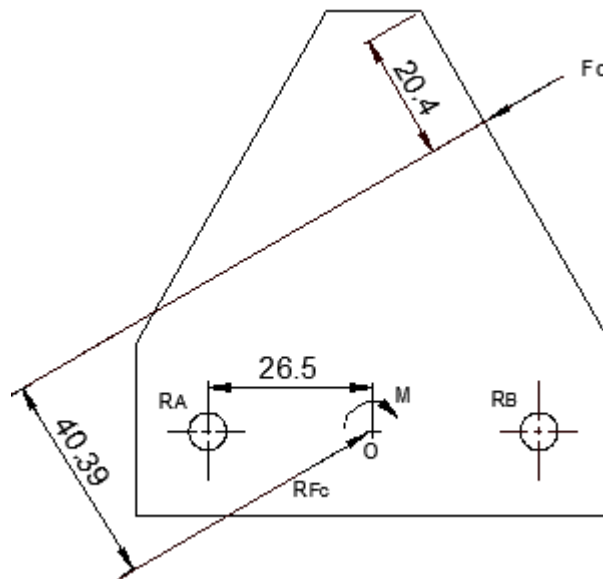


Figura 3.10 Diagrama de la fuerza de corte y el momento sobre la cuchilla.

Por transmisibilidad de fuerzas se tiene que:

$$R_{Fc} = 353,34 \text{ kgf}$$

El momento producido por la excentricidad es:

$$M = 14271,40 \text{ kgf} - \text{mm}$$

La carga directa o cortante primario producido por cada remache es:

$$F_{cortante} = \frac{R_{Fc}}{n_r} \quad (3.10)$$

$$F_{cortante} = \frac{353,34 \text{ kgf}}{2} = 176,67 \text{ kgf}$$

La carga de momento es:

$$F_n'' = \frac{M * r_n}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + \dots} \quad [10] \quad (3.11)$$

Donde:

F_n'' = carga de momento.

n = designa el remache particular cuya carga ha de hallarse.

r_A, r_B, \dots = distancias radiales del centroide hasta el centro de cada remache.

Por simetría $r_A = r_B$, reemplazando en la ecuación 3.11, se obtiene:

$$F_{momento} = \frac{M * r_B}{r_B^2 + r_B^2} \quad [10] \quad (3.12)$$

$$F_{momento} = \frac{M}{2 * r_B} = \frac{14747.196 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{2 * 26.5 \text{ mm}} \quad [10] \quad (3.13)$$

$$F_{momento} = 269,27 \text{ kgf}$$

La carga resultante en cada remache se obtiene mediante la suma vectorial de la carga directa y de momento, siendo ésta:

$$F_r' = F_{cortante} + F_{momento} \quad (3.14)$$

$$F_r' = 236,95 \text{ kgf}$$

3.1.5.2. Cálculo del factor de seguridad de la barra portacuchillas

3.1.5.2.1. Teoría de cálculo

Para obtener los valores equivalentes de los esfuerzos medio y alternante se eligió la teoría de la energía de distorsión de Von Mises, y la línea de Goodman modificada para hallar el factor de seguridad.

Para la dirección x :

$$\sigma_x = \frac{F'_r x}{A_p - A_r} \quad (3.15)$$

Para la dirección y :

$$\sigma_y = \frac{F'_r y}{A_p - A_r} \quad (3.16)$$

Donde:

σ_x, σ_y = esfuerzos para las direcciones x e y .

A_p : área de la platina

A_r : área de agujero para el remache.

En la dirección x se presentan esfuerzos de tracción y compresión. Estos valores constituyen los esfuerzos máximo y mínimo y son representados en el siguiente diagrama de esfuerzos fluctuantes:

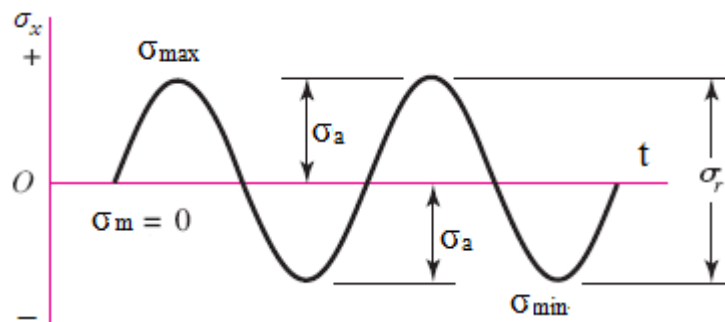


Figura 3.11 Diagrama de esfuerzos fluctuantes para la dirección x

En la dirección y el esfuerzo fluctuante es pulsante compresivo su diagrama es:

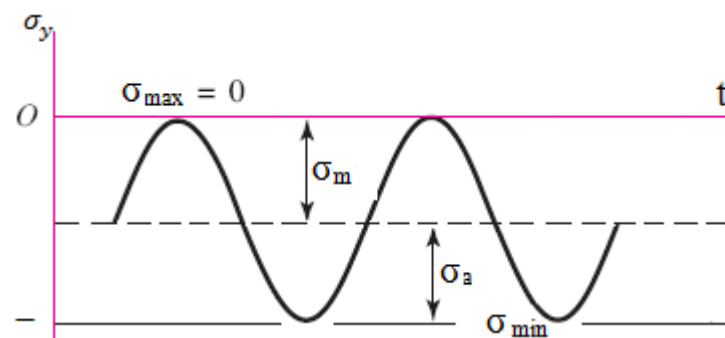


Figura 3.12 Diagrama de esfuerzos fluctuantes para la dirección y

Los valores de los esfuerzos medio y alternante para el caso de esfuerzo flector o axial se calculan mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad [10] \quad (3.17)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad [10] \quad (3.18)$$

Los esfuerzos máximos equivalentes, alternante y medio de la teoría de Von Mises, son:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{x,m}^2 - \sigma_{x,m} * \sigma_{y,m} + \sigma_{y,m}^2 + 3 * \tau_{xy,m}^2} \quad [10] \quad (3.19)$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{x,a}^2 - \sigma_{x,a} * \sigma_{y,a} + \sigma_{y,a}^2 + 3 * \tau_{xy,a}^2} \quad [10] \quad (3.20)$$

Para obtener el factor de seguridad n_f se emplea la ecuación 3.21:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} \quad [10] \quad (3.21)$$

Donde S_e es el límite de resistencia a fatiga del elemento mecánico.

3.1.5.2.2. Cálculo de los esfuerzos equivalentes

Las componentes de la resultante F_r' , que actúan sobre la barra portacuchillas son:

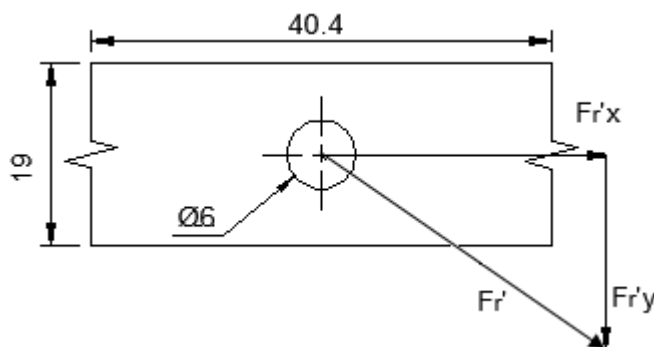


Figura 3.13 Componentes de la resultante F_r' sobre la barra portacuchillas.

Las fuerzas resultantes son:

$$F_r'x = 152,31 \text{ kgf}$$

$$F_r'y = 181,51 \text{ kgf}$$

El dato del material proporcionado por el fabricante es un acero A-36 de 6 mm de espesor, cuyas propiedades son: $S_{ut} = 4080 \text{ kg/cm}^2$ y $S_y = 2530 \text{ kg/cm}^2$ [11].

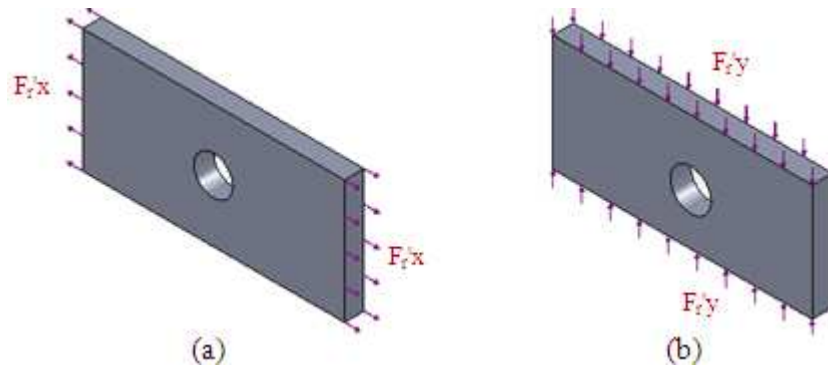


Figura 3.14 Fuerzas que actúan sobre la barra portacuchillas en la dirección: a) x , b) y .

Para la dirección x :

$$\sigma_x = \frac{152,31 \text{ kgf}}{1,14 \text{ cm}^2 - 0,2827 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma_{x,max} = 177,66 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{x,min} = -177,66 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{x,a} = 177,66 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{x,m} = 0$$

Para la dirección y :

$$\sigma_y = 84,76 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{y,max} = 0$$

$$\sigma_{y,min} = -84,76 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{y,a} = 42,37 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{y,m} = -42,37 \text{ kgf/cm}^2$$

Como $\tau_{xy} = 0$, entonces se tiene:

$$\sigma'_a = 160,72 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma'_m = 42,37 \text{ kgf/cm}^2$$

3.1.5.2.3. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_g * S_e' \quad [10] \quad (3.22)$$

k_a : factor de superficie

k_b : factor de tamaño

k_c : factor de carga

k_d : factor de temperatura

k_e : factor de modificación por concentración de esfuerzos

k_g : factor de efectos diversos.

S_e' : límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

Estos factores han sido obtenidos de tablas y gráficas del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, [10].

Los valores de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

Tabla 3.1 FACTORES QUE MODIFICAN S_e EN LA BARRA PORTACUCHILLAS

Factores	Valor
k_a	0,78
k_b	0,987
k_c	1
k_d	1
q	0,65
k_t	2,35
k_f	1,877
k_e	0,53

Para aceros se estima un S_e' de: [10]

$$S_e' = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400)MPa} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

$$S_e' = 2040,82 \text{ kgf/cm}^2$$

Reemplazando estos datos en la ecuación 3.22, se tiene:

$$S_e = 832,7 \text{ kgf/cm}^2$$

El factor de seguridad obtenido con la ecuación 3.21 es:

$$n_f = \frac{1}{\frac{160,72 \text{ kgf/cm}^2}{832,7 \text{ kgf/cm}^2} + \frac{42,37 \text{ kgf/cm}^2}{4081,63 \text{ kgf/cm}^2}}$$

$$n_f = 4,9$$

De los cálculos realizados se puede concluir que la barra portacuchillas seleccionada es apropiada para las condiciones de trabajo requerido.

3.1.6. Análisis de los remaches a carga axial

3.1.6.1 Análisis del remache a esfuerzo de corte

A consecuencia de la carga axial ejercida por $F_r'x$, se produce un esfuerzo cortante sobre los elementos de unión, en este caso los remaches, por lo que es necesario verificar si estos resisten a dicha aplicación.

Las propiedades de los remaches que se utilizaron para este trabajo son ASTM A502 Grado 2, para uso en aceros cuya resistencia nominal es 412 MPa. [11]

Cálculo del remache a esfuerzo de corte

$$\tau = \frac{F_r'x}{\left(\frac{\pi * d_r^2}{4}\right)} \quad [12] \quad (3.25)$$

Donde:

τ = esfuerzo admisible a corte del remache.

$F_r'x$ = fuerza aplicada

d_r = diámetro del remache

$$\tau = \frac{1492,638 \text{ N}}{\left(\frac{\pi * (6\text{mm})^2}{4}\right)} = 52,79 \text{ MPa}$$

Siendo $\tau = 52,79 \text{ MPa}$ menor a la resistencia nominal del remache, se puede concluir que los remaches que sujetan las cuchillas también son apropiados para este trabajo.

3.1.7. Diseño del mecanismo de corte

El mecanismo para el corte del forraje se muestra en la figura 3.15, consiste en un mecanismo biela oscilador formado por 6 eslabones, fue seleccionado por cuestiones de acoplamiento y además su configuración permite la disminución de las vibraciones y las pérdidas por fricción.

El mecanismo consta de los siguientes eslabones:

Eslabón 1: Marco de referencia

Eslabón 2: Polea manivela

Eslabón 3: Biela

Eslabón 4: Oscilador

Eslabón 5: Acoplador

Eslabón 6: Portacuchillas

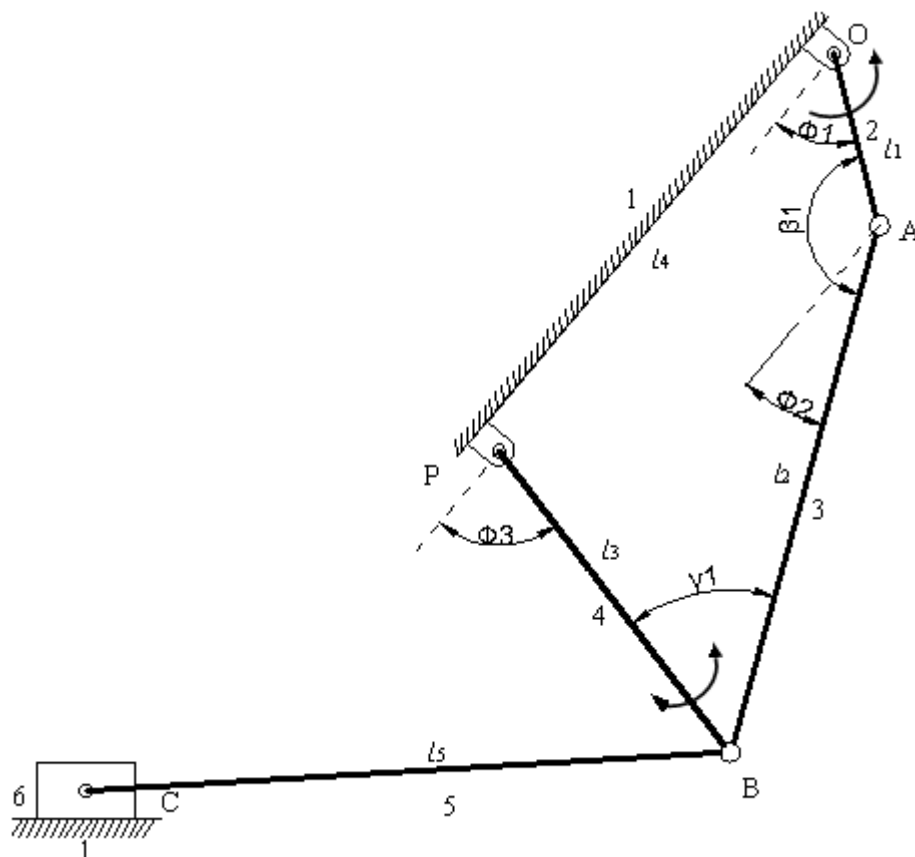


Figura 3.15 Representación esquemática del mecanismo de corte de 6 eslabones.

3.1.7.1. Grados de libertad GLD del mecanismo

Los grados de libertad conocido también como la movilidad del dispositivo. En un mecanismo el GLD depende del número de eslabones, de su disposición y del tipo de juntas con las que se encuentren unidos los eslabones.

Cuando se usa j_1 , para denotar el número de pares de un solo grado de libertad y j_2 , para el número de pares con dos grados de libertad, la movilidad resultante m de un mecanismo plano de n eslabones está dada por: [13]

$$m = 3(n - 1) - 2j_1 - j_2 \quad [13] \quad (3.26)$$

Haciendo uso de la figura 3.15 y reemplazando valores en la ecuación 3.26, se tiene que el número de grados de libertad del mecanismo propuesto es:

$$m = 3(6 - 1) - (2 * 7) - 0$$

$$m = 1$$

Este resultado significa que el mecanismo se puede impulsar con un solo movimiento de entrada.

3.1.7.2. Ley de Grashof

Para determinar si la manivela de entrada del mecanismo de 4 eslabones formado por 1, 2, 3 y 4, de la figura 3.15, utilizado para el corte puede realizar una revolución completa se debe asegurar que cumpla con la Ley de Grashof.

La ley de Grashof afirma que, para un eslabonamiento plano de cuatro barras, la suma de las longitudes más corta y más larga de los eslabones no puede ser mayor que la suma de las longitudes de los dos eslabones restantes, si se desea que exista una rotación relativa continua entre dos elementos.

Si no se satisface esta desigualdad, ningún eslabón efectuará una revolución completa en relación con otro. Conviene hacer notar de que nada en la ley de Grashof especifica el orden en el que los eslabones se conectan, o cuál de los eslabones de la cadena de cuatro barras es el fijo. [13]

Las longitudes de los eslabones del mecanismo son:

$$l_1 = 36 \text{ mm}$$

$$l_2 = 322 \text{ mm}$$

$$l_3 = 70 \text{ mm}$$

$$l_4 = 299.22 \text{ mm}$$

Según la ley de Grashof se debe cumplir:

$$l_1 + l_2 \leq l_3 + l_4$$

$$358 \leq 369,22$$

Con el resultado anterior se concluye que la ley de Grashof se cumple satisfactoriamente, por lo que no habrá inconvenientes en el giro de la manivela.

3.1.7.3. Cálculo de la fuerza máxima sobre los eslabones

La configuración del mecanismo de la figura 3.15, permite que las cuchillas realicen el corte de ida y vuelta, pero este no se efectúa en toda la carrera sino en parte de ella.

“La superficie recorrida por un filo no es igual a la que siega. En cada carrera, el corte se produce por la acción de la cuchilla y la contraplaca situada en el dedo. Por tanto, durante una parte de la carrera, el filo empuja los tallos, que se doblan, pero no se cortan. El corte se inicia cuando el borde inferior del filo llega a la altura de la contraplaca. A partir de ese momento, la combinación del avance y del desplazamiento transversal cierra la cuchilla sobre la contraplaca como si fueran los brazos de la tijera, y cortan el forraje. El corte finaliza cuando el borde superior del filo alcanza la contraplaca.” [4]

En la primera carrera el corte se inicia a $\gamma = 55^\circ$, figura 3.16 (a), con un desplazamiento en las cuchillas de 30 mm y termina a $\gamma = 90^\circ$ figura 3.16 (b) con un desplazamiento de 56 mm. Estos valores fueron obtenidos simulando el movimiento en el dibujo realizado en el programa SolidWorks.

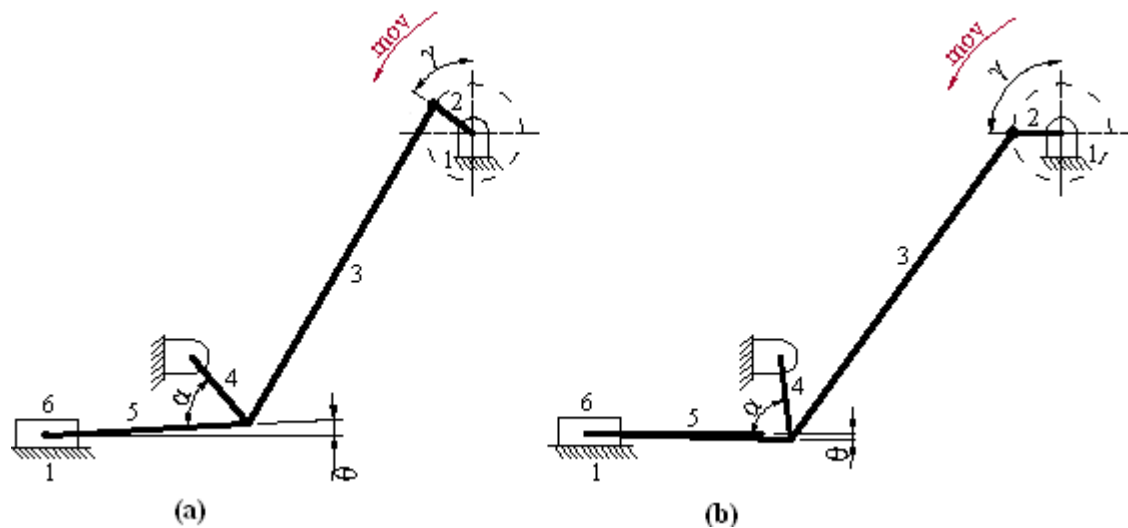


Figura 3.16 Representación gráfica del corte a la ida: (a) Inicio (b) Final

En la segunda carrera el corte del forraje empieza a $\gamma = 30^\circ$, figura 3.17 (a), con un desplazamiento en las cuchillas de 42 mm y finaliza a $\gamma = 65^\circ$ con un desplazamiento de 21 mm, figura 3.17 (b).

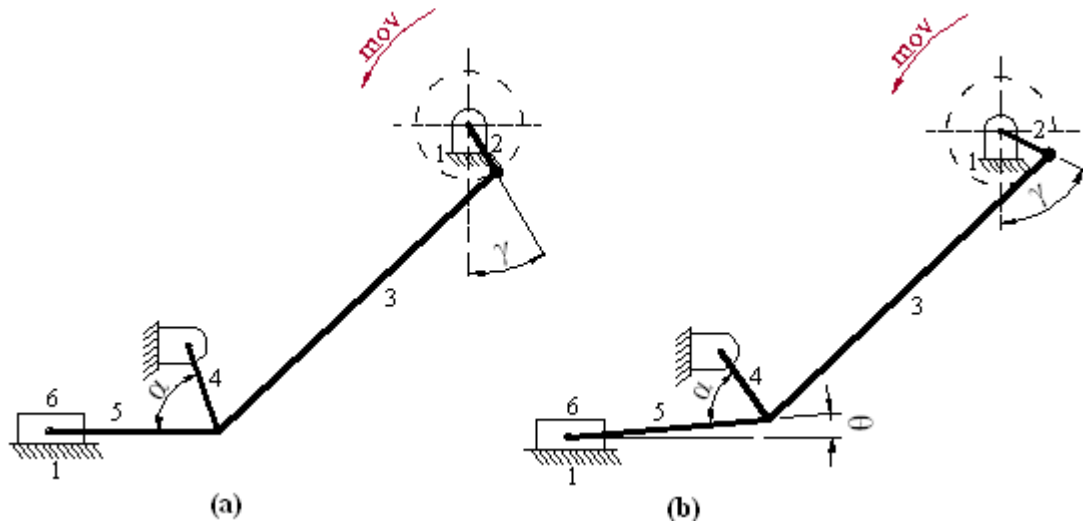


Figura 3.17 Representación gráfica del corte a la vuelta: (a) Inicio. (b) Final

La principal fuerza externa que actúa sobre el mecanismo de la figura 3.15 es la fuerza requerida por las cuchillas de corte, a este se suma la fuerza por fricción de los componentes móviles.

➤ Fuerza de corte de las cuchillas:

El número de cuchillas que componen la barra de corte es 18, de estas solamente 17 realizan el trabajo con una fuerza de 15 kg. Entonces la fuerza requerida por las cuchillas es 255 kg o 2499 N.

➤ Fuerza por fricción de los materiales:

El valor del peso de los elementos que componen la parte móvil, es:

Masa de cada cuchilla: 0,11 kg.

Masa del acoplamiento a la barra móvil: 0,95 kg.

Masa del portacuchillas: 1,3 kg.

Sumando estos valores se tiene que la masa total de la parte móvil es: 4,23 kg.

La fuerza por fricción se la obtiene con la ecuación 3.41.

$$F_{fr} = \mu_d * N \quad (3.27)$$

Donde:

F_{fr} = fuerza de fricción [kgf]

μ_d = coeficiente de fricción dinámico.

N = fuerza normal.

La fuerza N es el peso de los elementos de la parte móvil.

El valor del coeficiente de fricción dinámico entre acero y acero es de 0.27. [14]

Entonces reemplazando en la ecuación 3.27, se tiene:

$$F_{fr} = 1,142 \text{ kgf}$$

La fuerza total requerida por las cuchillas para una carrera de corte es:

$$F_{corte} = 256,1 \text{ kgf}$$

3.1.7.3.1. Determinación de la fuerza máxima en la primera carrera de corte

Para cada desplazamiento de la polea manivela se producen una variación de fuerzas sobre los distintos eslabones, por lo que para su diseño se procede a encontrar la fuerza máxima. La figura 3.18 muestra el diagrama de fuerzas obtenido de la figura 3.16 (b).

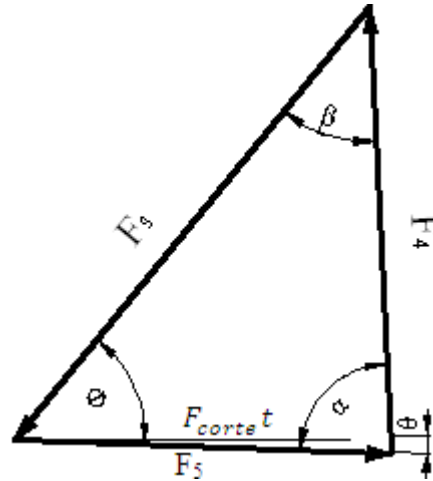


Figura 3.18 Diagrama de fuerzas sobre los eslabones en la primera carrera de corte

En el dibujo realizado en el programa SolidWorks se procedió a realizar distintos desplazamientos en la polea manivela obteniéndose los ángulos correspondientes y mediante trigonometría se obtuvieron las fuerzas producidas sobre los eslabones.

Para el intervalo de corte representado en la figura 3.16 variando el ángulo γ , se tiene:

Tabla 3.2 VARIACIÓN DE FUERZAS EN EL PRIMER INTERVALO DE CORTE

Para γ	α	β	θ	$F_{\text{Corte } t}$ (kgf)	F_3 (kgf)	F_4 (kgf)	F_5 (kgf)
55	65,62	58,51	2,18	256	273,791	248,7	256,2
58	67,03	56,89	1,76	256	281,682	353,7	256,12
61	68,49	55,27	1,37	256	290,043	259,0	256,07
64	70,01	53,65	1	256	298,911	264,6	256,04
67	71,59	52,03	0,66	256	308,308	270,4	256,02
70	73,21	50,43	0,35	256	318,127	276,5	256,01
73	74,88	48,83	0,06	256	328,491	282,9	256,00
76	76,6	47,26	0,19	256	339,265	289,6	256,004
79	78,36	45,7	0,41	256	350,543	296,3	256,006
82	80,15	44,17	0,59	256	362,203	303,45	256,013
83	80,75	43,67	0,65	256	366,149	305,85	256,016
84	81,36	43,17	0,7	256	370,165	308,28	256,019
88	83,2	41,69	0,82	256	382,448	315,75	256,026
90	85,05	40,26	0,91	256	394,918	323,3	256,03

3.1.7.3.2. Determinación de la fuerza máxima en la segunda carrera de corte

Para el intervalo de corte representado en la figura 3.17 variando el ángulo γ , se tiene:

Tabla 3.3 VARIACIÓN DE FUERZAS EN EL SEGUNDO INTERVALO DE CORTE

Para γ	α	β	θ	$F_{\text{Corte } t}$ (kgf)	F_3 (kgf)	F_4 (kgf)	F_5 (kgf)
30	73,84	61,84	0,23	256	279,05	202,87	256,002
33	72,41	63,44	0,5	256	272,98	199,36	256,009
36	71,01	65,03	0,78	256	267,19	196,04	256,023
39	69,64	66,6	1,09	256	261,70	192,96	256,046
42	68,3	68,15	1,42	256	256,48	190,12	256,122
45	67	69,77	1,77	256	251,40	186,96	256,123
48	65,73	71,19	2,14	256	246,85	184,85	256,178
51	64,5	72,68	2,53	256	242,40	182,44	256,249
54	63,3	74,13	2,93	256	238,20	180,28	256,335
57	62,15	75,56	3,35	256	234,26	178,18	256,438
60	61,03	76,95	3,78	256	230,53	176,29	256,558
63	59,95	78,31	4,22	256	227,02	174,51	256,695
65	59,25	79,2	4,51	256	224,79	173,39	256,795

En conclusión se tienen las siguientes fuerzas máximas:

F_3 para el eslabón biela: 395 kgf a compresión y 279 kgf a tracción

F_4 para el eslabón oscilador: 323,3 kgf a tracción y 203 kgf a compresión.

F_5 para el eslabón acoplador: 257 kgf a compresión y 256,2 a tracción.

3.1.7.4. Análisis cinemático del mecanismo de corte

Para el cálculo de velocidades y aceleraciones se utilizará el análisis mediante el empleo de ecuaciones de movimiento relativo que se resuelven ya sea analítica o gráficamente por medio de polígonos de velocidad y aceleración (método de imagen). [13]

3.1.7.4.1. Cálculo de velocidades para un ciclo de corte

Si hay dos puntos **A** y **B** sobre un cuerpo con movimiento coplanario, entonces la velocidad absoluta de **B** es igual a la suma vectorial de la velocidad absoluta de **A** y la velocidad relativa de **B** con respecto a **A**, figura 3.20. [13]

De la figura 3.19 se obtiene el diagrama de velocidades relativas, el cual se muestra en la figura 3.20.

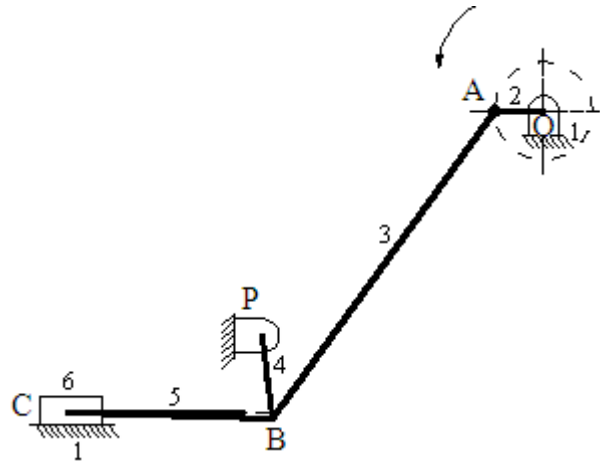


Figura 3.19 Representación gráfica de los eslabones al finalizar la primera carrera de corte

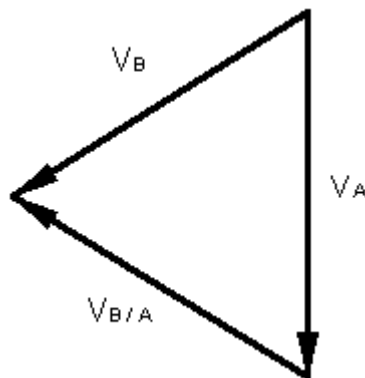


Figura 3.20 Diagrama de velocidades relativas

Expresado vectorialmente:

$$V_B = V_A + V_{B/A} \quad [13] \quad (3.28)$$

Para los cuerpos que giran alrededor de un eje fijo, como es el caso de la polea manivela el valor de la velocidad V se determina con la siguiente ecuación:

$$V = \omega * R \quad [13] \quad (3.29)$$

Siendo ω velocidad angular y R el radio.

Los polígonos de velocidades se los realizó gráficamente en el programa SolidWorks empleando las ecuaciones de movimiento relativo; con los valores arrojados y utilizando las hojas de cálculo del Excel se obtuvieron las diferentes gráficas.

a) Velocidad del punto A

La velocidad V_A , de la figura 3.19 se obtiene con la ecuación 3.29, donde la velocidad angular ω_{OA} , es aquella velocidad a la que gira la manivela, es decir 340 rev/min en sentido anti horario y cuyo valor es constante. El radio R es 3,6 cm.

$$V_A = 128,16 \frac{cm}{s}$$

b) Velocidad punto B

La velocidad de **B** de la figura 3.19 se obtiene con la ecuación 3.28. Para un ciclo de desplazamientos de la polea manivela los resultados son:

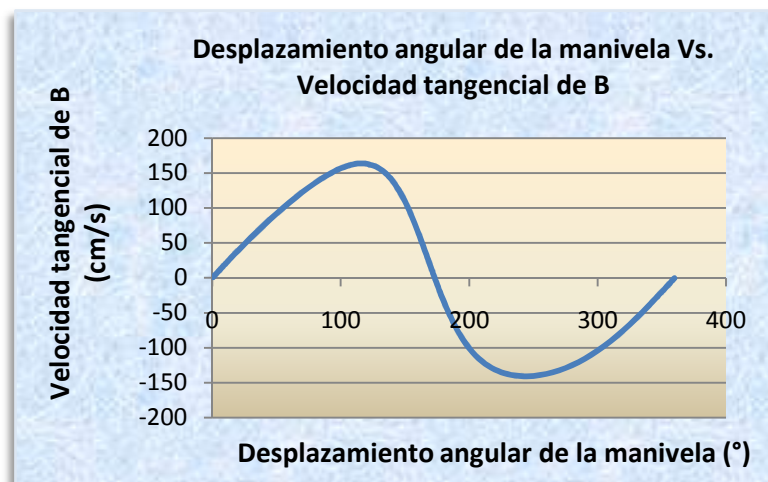


Figura 3.21 Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. velocidad de B.

c) Velocidad del punto C

El punto **C** pertenece a la unión entre el eslabón portacuchillas con el acople a la barra móvil para dar el movimiento alternativo de las cuchillas. Los valores de la velocidad del punto **C** se obtienen mediante la siguiente ecuación.

$$V_C = V_B + V_{C/B} \quad (3.30)$$

Los resultados obtenidos son:

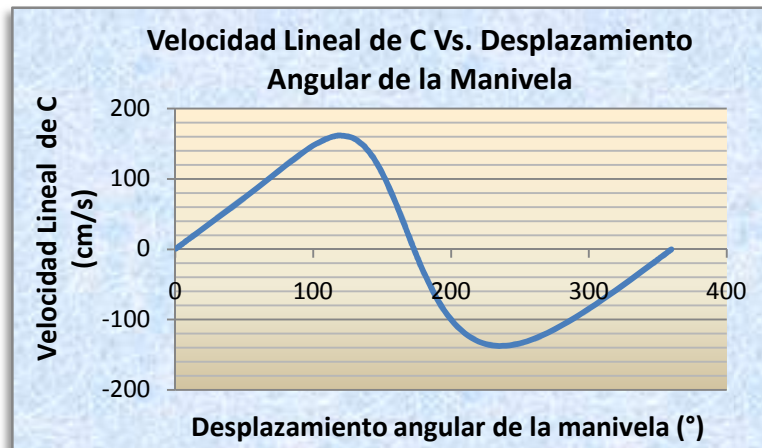


Figura 3.22 Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. velocidad de C.

d) Velocidad angular en el punto B

La velocidad angular de **B** se obtiene con la ecuación 3.31, donde el radio **R** es 7 cm, los resultados del desplazamiento angular de la manivela vs. Velocidad angular **B** son:

$$W_B = \frac{V_B}{R} \quad [13] \quad (3.31)$$

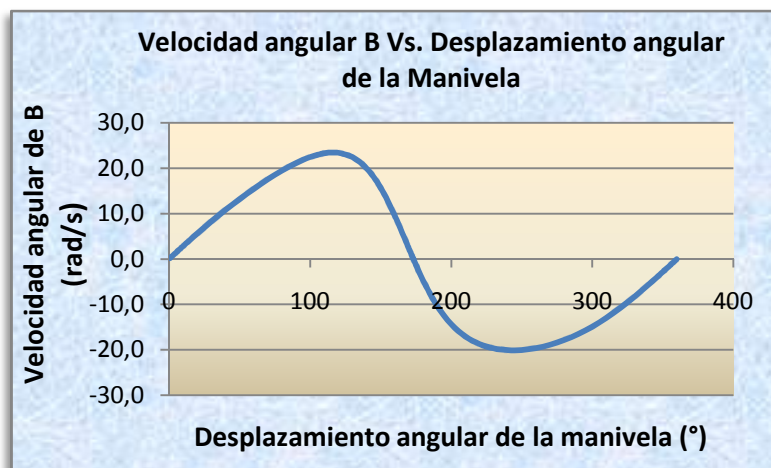


Figura 3.23 Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. Velocidad angular B

e) Velocidad angular en el punto C

El punto C no posee velocidad angular, debido a que su movimiento es lineal.

3.1.7.4.2. Cálculo de aceleraciones para un ciclo de corte

Para dos puntos **A** y **B** en un cuerpo con movimiento coplanario, figura 3.19, la aceleración absoluta de **B** es igual a la suma vectorial de la aceleración absoluta de **A** y la aceleración de **B** relativa a **A**. Expresado vectorialmente:

$$a_B = a_A + a_{B/A} \quad [13] \quad (3.32)$$

El punto **B**, figura 3.24, sobre un cuerpo en movimiento alrededor del centro instantáneo **P**, está sujeto a una aceleración tangencial a^t que actúa tangencialmente al movimiento y una aceleración normal a^n que actúa hacia el centro de la curvatura, siendo ω y α respectivamente la velocidad y aceleración angular del punto **B**. La distancia **BD** representa la aceleración **a**. La distancia **PB** es el radio **R**.

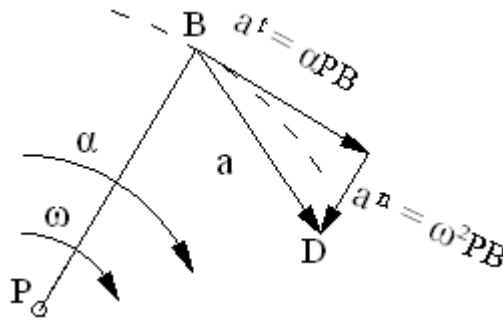


Figura 3.24 Vector aceleración

$$a^t = \alpha * R \quad [13] \quad (3.33)$$

$$a^n = \omega^2 * R = v_p^2 / R \quad [13] \quad (3.34)$$

$$a = a^n + a^t \quad [13] \quad (3.35)$$

a) **Aceleración en el punto A**

La aceleración en el punto **A** se calcula con la ecuación vectorial 3.35, a^t es cero ya que la velocidad angular en la manivela es constante; el valor de a^n es:

$$a_A^n = (35,6 \text{ rad/s})^2 * 3,6 \text{ cm} = 4562,5 \text{ cm/s}^2$$

b) **Aceleración en el punto B**

Para el punto **B** la aceleración se encuentra con la ecuación 3.32; donde cada término consta de la componente normal y tangencial:

$$a_B^n + a_B^t = a_A^n + a_A^t + a_{BA}^n + a_{BA}^t \quad (3.36)$$

La gráfica de la aceleración de **B** en función del desplazamiento de la polea manivela es:

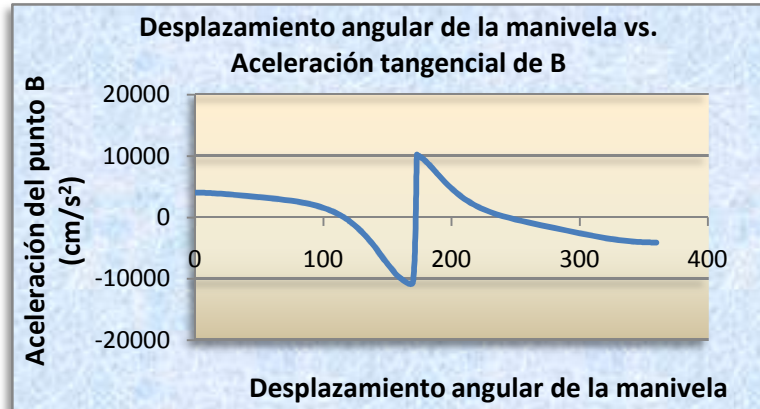


Figura 3.25 Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. aceleración de B.

c) Aceleración del punto C

Se halla gráficamente como en el caso anterior utilizando las siguientes ecuaciones:

$$a_C = a_B + a_{CB} \quad (3.37)$$

$$a_C^t = a_B^n + a_B^t + a_{CB}^n + a_{CB}^t \quad (3.38)$$

Gráficamente se obtiene:

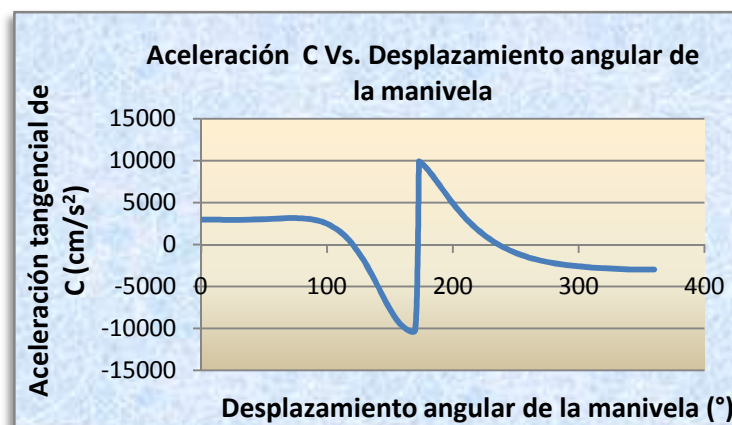


Figura 3.26 Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. Aceleración de C.

El cálculo de estos valores es relevante ya que, con estos se puede obtener valores necesarios en el análisis dinámico del mecanismo.

3.1.7.5. Análisis dinámico de fuerzas que actúan sobre el mecanismo

Con el análisis dinámico se puede determinar la influencia de las fuerzas inerciales sobre el mecanismo. En la figura 3.27 se muestra la disposición de los eslabones.

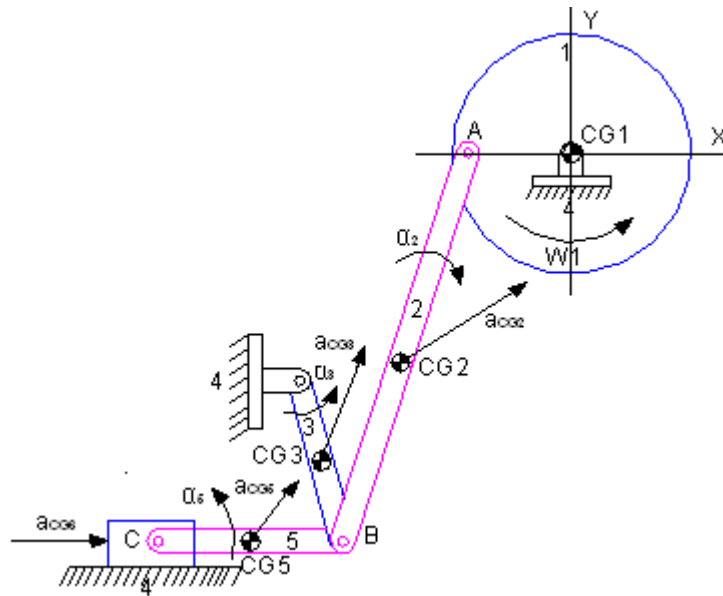


Figura 3.27 Diagrama de cuerpo libre del mecanismo de corte

En el análisis cinemático previo se obtuvieron los siguientes datos:

Tabla 3.4 DATOS CINEMÁTICOS DE LOS ESLABONES

ESLABÓN	Masa (Kg)	α (rad/s ²)	I (Kg.cm ²)	a_{CG} (cm/s ²)	Velocidad (rad/s) y Sentido	
1	8	0	428	0	35,6 rad/s	En contra de las manecillas del reloj.
2	0,51	-146,58	44	$3557,7 < 32^\circ$	-6,14 rad/s	A favor de las manecillas del reloj.
3	0,92	247,74	10	$2023,4 < 68,7^\circ$	-22,8 rad/s	A favor de las manecillas del reloj.
4	-	-	-	-	-	-
5	0,5	281,32	12	$2376,3 < 52,5^\circ$	-0,84 rad/s	A favor de las manecillas del reloj.
6	4,33	0	-	$1422,2 < 0^\circ$	0	-

El procedimiento para obtener las fuerzas que actúan sobre el mecanismo es realizar el diagrama de cuerpo libre de cada eslabón indicando las fuerzas que actúan sobre este:

ESLABÓN 1

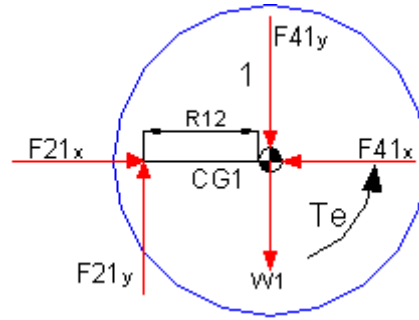


Figura 3.28 Diagrama de cuerpo libre del eslabón uno

Ecuaciones de equilibrio a partir del diagrama de cuerpo libre:

$$F_{21x} - F_{41x} = m_1 a_{CG1x} \quad (3.39)$$

$$F_{21y} - F_{41y} = m_1 a_{CG1y} + W_1 \quad (3.40)$$

$$T_e - F_{21y}R_{12x} + F_{21x}R_{12y} + F_{41x}R_{14y} + F_{41y}R_{14x} = I_1 \alpha_1 \quad (3.41)$$

ESLABÓN 2

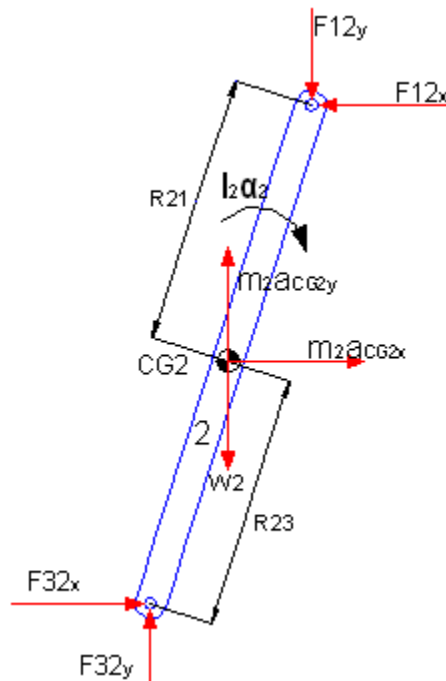


Figura 3.29 Diagrama de cuerpo libre del eslabón dos.

Ecuaciones de equilibrio

$$F_{32x} - F_{21x} = m_2 a_{CG2X} \quad (3.42)$$

$$F_{32y} - F_{12y} = m_2 a_{CG2y} + w_2 \quad (3.43)$$

$$F_{12x}R_{21y} - F_{12y}R_{21x} + F_{32x}R_{23y} - F_{32y}R_{23x} = -I_2 \alpha_2 \quad (3.44)$$

ESLABÓN 3

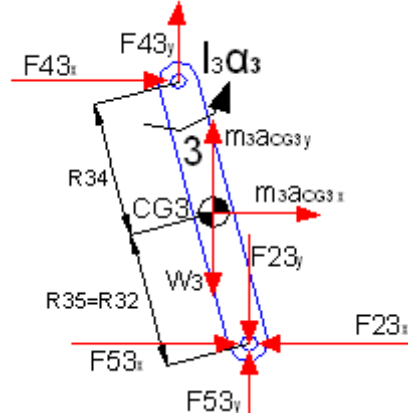


Figura 3.30 Diagrama de cuerpo libre del eslabón tres.

Ecuaciones de equilibrio

$$F_{43x} + F_{53x} - F_{32x} = m_3 a_{CG3X} \quad (3.45)$$

$$F_{43y} + F_{53y} - F_{32y} = m_3 a_{CG3y} + W_3 \quad (3.46)$$

$$-F_{43x}R_{34y} - F_{43y}R_{34x} + F_{53x}R_{35y} + F_{53y}R_{35x} - F_{32x}R_{32y} - F_{32y}R_{32x} = I_3 \alpha_3 \quad (3.47)$$

ESLABÓN 5

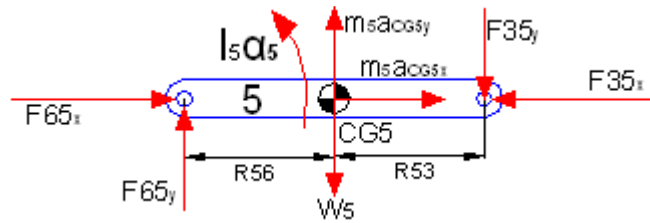


Figura 3.31 Diagrama de cuerpo libre del eslabón cinco.

Ecuaciones de equilibrio.

$$F_{65x} - F_{53x} = m_5 a_{CG5X} \quad (3.48)$$

$$F_{65y} - F_{53y} = m_5 a_{CG5y} + W_5 \quad (3.49)$$

$$F_{65x}R_{56y} - F_{65y}R_{56x} + F_{53x}R_{53y} - F_{53y}R_{53x} = I_5 \alpha_5 \quad (3.50)$$

ESLABÓN 6

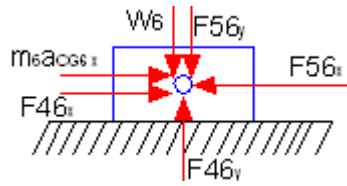


Figura 3.32 Diagrama de cuerpo libre del eslabón seis.

Ecuaciones de equilibrio.

$$-F_{65x} + \mu F_{46y} = m_6 a_{CG6x} - F_c \quad (3.51)$$

$$F_{46y} - F_{65y} = W_6 \quad (3.52)$$

$$F_{46x} = \mu F_{46y} \quad (3.53)$$

Siendo:

- R_{ij} = el vector que va desde CG_i a la junta del eslabón adjunto (j).
- R_{ij} = la fuerza que el eslabón i ejerce sobre el eslabón j.
- CG_i = el centro de gravedad del eslabón i.
- a_{CGi} = la aceleración del centro de gravedad CG_i .
- α_i = la aceleración angular del eslabón i.
- m_i = masa del eslabón i.
- I_i = el momento de inercia de la masa del eslabón con respecto a su CG.
- T_e = momento de torsión aplicado al eslabón de entrada.

Los datos geométricos de los distintos eslabones son:

Tabla 3.5 DATOS GEOMÉTRICOS DE LOS ESLABONES

Eslabón	Vector de Posición	Magnitud (m)	Angulo (°)
1	R_{12}	0,036	180
	R_{14}	0	-
2	R_{21}	0,161	54
	R_{23}	0,161	234
3	R_{34}	0,035	94
	$R_{32} = R_{35}$	0,035	274
4	R_{41}	0	-
	$R_{43} = R_{46}$	0	-
5	R_{53}	0,067	360
	R_{56}	0,067	180

6	R_{65}	0	-
	R_{64}	0	-

Cálculo de las componentes de los vectores de posición y aceleración:

Tabla 3.6 CÁLCULO DE LAS COMPONENTES DE LOS VECTORES DE POSICIÓN Y ACELERACIÓN

R_{12}	R_{12x}	-0,036
	R_{12y}	0
R_{14}	R_{14x}	0
	R_{14y}	0
R_{21}	R_{21x}	0,0946
	R_{21y}	0,1302
R_{23}	R_{23x}	-0,0946
	R_{23y}	-0,1302
R_{34}	R_{34x}	-0,0024
	R_{34y}	0,0349
R_{32}	R_{32x}	0,0024
	R_{32y}	-0,0349
R_{35}	R_{35x}	0,0024
	R_{35y}	-0,0349
R_{41}	R_{41x}	0
	R_{41y}	0
R_{43}	R_{43x}	0
	R_{43y}	0
R_{46}	R_{46x}	0
	R_{46y}	0
R_{53}	R_{53x}	0,067
	R_{53y}	0
R_{56}	R_{56x}	-0,067
	R_{56y}	0
R_{65}	R_{65x}	0
	R_{65y}	0
R_{64}	R_{64x}	0
	R_{64y}	0
a_{CG2}	a_{CG2x}	30,171
	a_{CG2y}	18,8529
a_{CG3}	a_{CG3x}	7,35
	a_{CG3y}	18,852
a_{CG5}	a_{CG5x}	14,466
	a_{CG5y}	18,8524
a_{CG6}	a_{CG6x}	14,222
	a_{CG6y}	0

El análisis previo indica que existen catorce ecuaciones con catorce incógnitas, las mismas que se resumen en el siguiente arreglo matricial.

Tabla 3.7 ARREGLO MATRICIAL PARA EL CÁLCULO DE FUERZAS

[A]														[B]	[C]
-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	F _{41x}	m ₁ a _{CG1x}
0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	F _{41y}	m ₁ a _{CG1y} + W ₁
R _{14y}	R _{14x}	R _{12y}	- R _{12x}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	F _{21x}	I ₁ α ₁
0	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	F _{21y}	m ₂ a _{CG2x}
0	0	0	- 1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	F _{32x}	m ₂ a _{CG2y} + W ₂
0	0	R _{21y}	- R _{21x}	R _{23y}	- R _{23x}	0	0	0	0	0	0	0	0	F _{32y}	- I ₂ α ₂
0	0	0	0	- 1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	F _{43x}	m ₃ a _{CG3x}
0	0	0	0	0	- 1	0	1	0	1	0	0	0	0	F _{43y}	m ₃ a _{CG3y} + W ₃
0	0	0	0	- R _{32y}	- R _{32x}	- R _{34y}	- R _{34x}	R _{35y}	R _{35x}	0	0	0	0	F _{53x}	I ₃ α ₃
0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	1	0	0	0	F _{53y}	m ₅ a _{CG5x}
0	0	0	0	0	0	0	0	0	- 1	0	1	0	0	F _{65x}	m ₅ a _{CG5y} + W ₅
0	0	0	0	0	0	0	0	R _{53y}	- R _{53x}	R _{56y}	- R _{56x}	0	0	F _{65y}	I ₅ α ₅
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	- 1	0	μ	0	F _{46y}	m ₆ a _{CG6y} - F _c
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	- 1	1	0	T _e	W ₆

Los componentes del vector C, son los siguientes:

Tabla 3.8 CÁLCULO DE LAS COMPONENTES DEL VECTOR C

$m_1 a_{CG1x}$	0	0
$m_1 a_{CG1y} + P_1$	78,4N	78,4N
$I_1 \alpha_1$	0,428x0	0
$m_2 a_{CG2x}$	0,51x30,17	15,4N
$m_2 a_{CG2y} + P_2$	(0,51x18,85)+5N	14,6N
$-I_2 \alpha_2$	-0,0044x146,58	-0,645Nm
$m_3 a_{CG3x}$	0,92x7,35	6,76N
$m_3 a_{CG3y} + P_3$	(0,92x18,85)+9N	26,34N
$I_3 \alpha_3$	0,0010x247,74	0,24N
$m_5 a_{CG5x}$	0,5x14,46	7,23N
$m_5 a_{CG5y} + P_5$	0,5x18,85+5N	14,43N
$I_5 \alpha_5$	0,0012x281,32	0,33Nm
$m_6 a_{CG6x} - F_c$	(4,33x14,22)-2509N	-2447,4N
P_6	42N	42N

Los resultados de la matriz, fueron obtenidos con el programa MatLab, los valores de las fuerzas y el momento de torsión aplicado al eslabón de entrada son:

Tabla 3.9 RESULTADOS DE LAS COMPONENTES DEL VECTOR B

VARIABLE	RESULTADOS
F_{41x}	2222 N
F_{41y}	2983 N
F_{21x}	2222 N
F_{21y}	3061 N
F_{32x}	2237 N
F_{32y}	3076 N
F_{43x}	-210 N
F_{43y}	3109 N
F_{53x}	2453 N
F_{53y}	-7 N
F_{65x}	2461 N
F_{65y}	7 N
F_{46y}	49 N
T_e	110, 2 N.m

Los resultados obtenidos en el análisis dinámico muestran que la fuerza total sobre los eslabones es menor que la obtenida estáticamente, por tanto el diseño de los distintos eslabones se realizará con la fuerza mayor obtenida.

3.1.7.6. Diseño del eslabón biela a carga dinámica

Las dimensiones del eslabón biela se presentan en la figura 3.33.

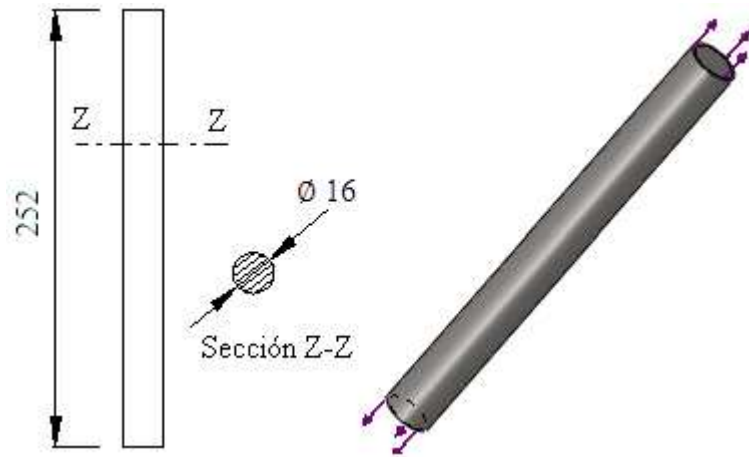


Figura 3.33 Dimensionamiento del eslabón biela

Los valores equivalentes de los esfuerzos medio y alternante se obtienen mediante la teoría de la energía de distorsión de Von Mises, y el factor de seguridad mediante la ecuación de la línea de Goodman modificada.

Los esfuerzos máximo y mínimo corresponden a las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{Area} = \frac{4 * F_{max}}{\pi * \phi_b^2} \quad (3.54)$$

$$\sigma_{min} = \frac{F_{min}}{Area} = \frac{4 * F_{min}}{\pi * \phi_b^2} \quad (3.55)$$

Donde F_{max} y F_{min} son la fuerza máxima y mínima (F_{32}) sobre el eslabón biela y ϕ_b es el diámetro del eslabón.

El eslabón biela en un ciclo de corte está sometido a esfuerzos de tracción y compresión:

$$F_{max} = 279 \text{ kgf}$$

$$F_{min} = -395 \text{ kgf}$$

El diámetro de la biela es 1,6 cm.

Reemplazando en las ecuaciones 3.54 y 3.55 se tiene:

$$\sigma_{max} = 138,713 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{min} = -196,307 \text{ Kgf/cm}^2$$

El diagrama de fluctuación de esfuerzos es:

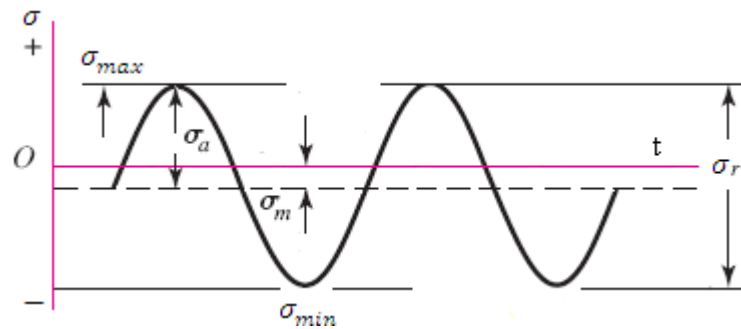


Figura 3.34 Diagrama de fluctuación de esfuerzos para el eslabón biela

Reemplazando σ_{max} y σ_{min} en las ecuaciones 3.17 y 3.18:

$$\sigma_m = -28,8 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_a = 167,5 \text{ kgf/cm}^2$$

Los esfuerzos equivalentes medio y alternante corresponden a las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a' = \sqrt{(\sigma_{FLEXIÓN a} + \sigma_{AXIAL a})^2 + 3(\tau_{TORSIÓN a} + \tau_{CORTE a})^2} \quad (3.56)$$

$$\sigma_m' = \sqrt{(\sigma_{FLEXIÓN m} + \sigma_{AXIAL m})^2 + 3(\tau_{TORSIÓN m} + \tau_{CORTE m})^2} \quad (3.57)$$

Como los esfuerzos de torsión y corte son cero entonces se tiene:

$$\sigma_a' = 28,8 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_m' = 167,5 \text{ kgf/cm}^2$$

El análisis se realizó para un acero AISI 1020 laminado en caliente, sus propiedades son:

$$S_{ut} = 55 \text{ kpsi}$$

$$S_y = 30 \text{ kpsi}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga fueron analizados en el apartado 3.1.5.2.3, sus valores son:

Valores de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Tabla 3.10 FACTORES QUE MODIFICAN S_e PARA EL ES LABÓN BIELA

Factores	Valor
k_a	0,953
k_b	0,922
k_c	0,85
k_d	1
k_f	2,8
k_e	0,357

El valor de S_e' es: [10]

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} \quad (3.58)$$

$$S_e' = 1933,44 \text{ kg/cm}^2$$

Reemplazando estos datos en la ecuación 3.22, para encontrar el límite de resistencia a la fatiga, se obtiene:

$$S_e = 515,337 \text{ kg/cm}^2$$

Finalmente el factor de seguridad obtenido con la ecuación 3.21, es:

$$n_f = 3,15$$

El factor de seguridad es satisfactorio.

3.1.7.7. Diseño del botón de unión de la manivela a carga dinámica

El elemento que une un extremo del eslabón biela con la polea es el botón mostrado en la figura 3.35.



Figura 3.35 Botón que une la manivela con el eslabón biela.

La sección **AB**, figura 3.36 contiene un rodamiento de agujas para que este se acople mediante la cabeza de articulación al extremo de la biela.

En la sección **CD**, el botón se introduce en la polea a través de un taladro cónico, por lo que el diseño se realiza como un elemento empotrado. Finalmente **DE** es una sección roscada, para tener una sujeción segura mediante una tuerca.

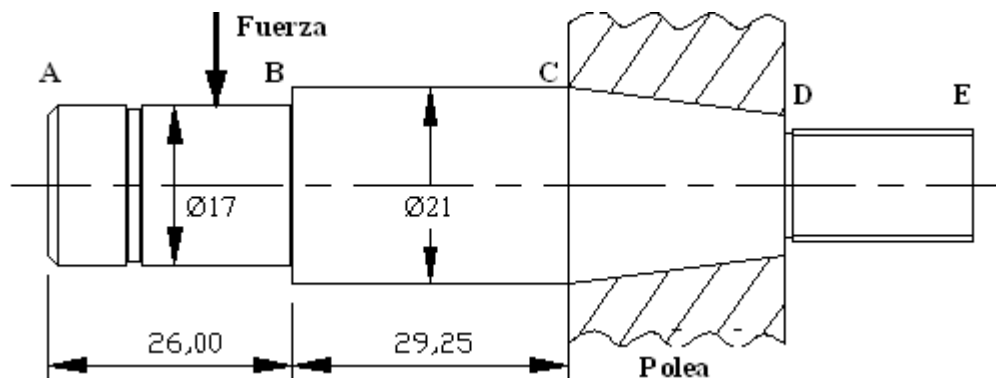


Figura 3.36 Esquema de secciones y fuerza actuante sobre el botón de unión.

Para los valores equivalentes de los esfuerzos medio y alternante se utilizará la teoría de la energía de distorsión y para el factor de seguridad la línea de Goodman modificada.

Analizando el movimiento del elemento se tiene que se halla sometido a esfuerzos: flector y cortante producido por las fuerzas F_{32} máxima y mínima.

Esfuerzo cortante

Los esfuerzos cortantes máximo y mínimo se calculan mediante las ecuaciones:

$$\tau_{c \max} = \frac{V_{\max}}{A_c} = \frac{4 * V_{\max}}{\pi * \phi_p^2} \quad (3.59)$$

$$\tau_{c \min} = \frac{V_{\min}}{A_c} = \frac{4 * V_{\min}}{\pi * \phi_p^2} \quad (3.60)$$

Donde $\tau_{c \max}$, $\tau_{c \min}$ son los esfuerzos de corte máximo y mínimo.

V_{\max}, V_{\min} = Fuerza cortante máxima y mínima, 395 kgf y 279 kgf respectivamente.

A_c = Área de corte.

ϕ_p = diámetro del botón cuyo valor es 2,1 cm.

Para el punto de análisis C de la figura 3.36, se tiene:

$$\tau_{c \max} = 114,019 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{c \min} = -80,567 \text{ kgf/cm}^2$$

En la figura 3.37 se representa la fluctuación de los esfuerzos de corte.

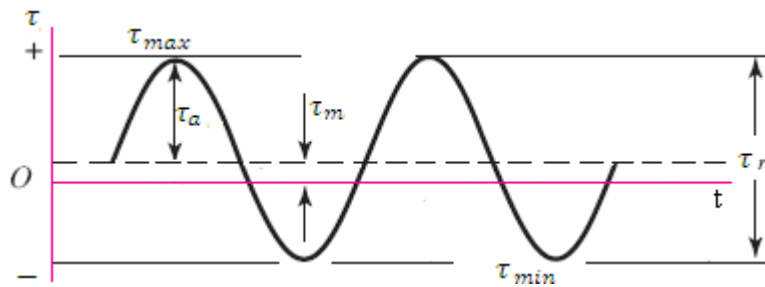


Figura 3.37 Diagrama de esfuerzos fluctuantes de corte.

Los valores de $\tau_{CORTE m}$ y $\tau_{CORTE a}$, son:

$$\tau_{CORTE m} = \frac{\tau_{c \max} + \tau_{c \min}}{2} \quad (3.61)$$

$$\tau_{CORTE a} = \left| \frac{\tau_{c \max} - \tau_{c \min}}{2} \right| \quad (3.62)$$

Entonces:

$$\tau_{CORTE m} = 16,726 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{CORTE a} = 97,293 \text{ kgf/cm}^2$$

Esfuerzo por flexión:

$$\sigma_{fl\ max} = \frac{M_{fl\ max} * c}{I} \quad [10] \quad (3.63)$$

$$\sigma_{fl\ min} = \frac{M_{fl\ min} * c}{I} \quad [10] \quad (3.64)$$

Donde: $M_{fl\ max}$, $M_{fl\ min}$ es el momento flector máximo y mínimo respectivamente.

c = distancia de la fibra superficial al eje neutro.

I = Momento de inercia

Reemplazando en las ecuaciones 3.63 y 3.64, se tiene:

$$\sigma_{fl\ max} = 1618,385\ kgf/cm^2$$

$$\sigma_{fl\ min} = -1142,525\ kgf/cm^2$$

El valor del momento de inercia es:

$$I = \frac{\pi * \phi_p^4}{64} \quad [15] \quad (3.65)$$

$$I = 0,9547\ cm^4$$

Para el instante en el cual actúa la fuerza de corte máxima se tiene:

$$M_{flector\ max} = 1471,43\ kgf.cm$$

Para el instante en el cual actúa la fuerza de corte mínima se tiene:

$$M_{flector\ min} = 1038,78\ kgf.cm$$

Los esfuerzos $\sigma_{fl\ m}$ y $\sigma_{fl\ a}$ se obtienen con las ecuaciones 3.17 y 3.18:

$$\sigma_{FLEXIÓN\ m} = 237,929\ kgf/cm^2$$

$$\sigma_{FLEXIÓN\ a} = 1380,455\ kgf/cm^2$$

Finalmente con las ecuaciones 3.56 y 3.57 se tiene:

$$\sigma'_a = 1390,703 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma'_m = 239,687 \text{ kgf/cm}^2$$

El material para el botón es un acero AISI 4340, cuyas propiedades son:

$$S_{ut} = 90 \text{ kg/mm}^2 = 128 \text{ kpsi}$$

$$S_y = 70 \text{ kg/mm}^2 = 99,5 \text{ kpsi}$$

Valores de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Tabla 3.11 FACTORES QUE MODIFICAN S_e PARA EL BOTÓN DE UNIÓN

Factores	Valor
k_a	0,87
k_b	0,895
k_c	1
k_d	1
k_e	1

El valor de S_e' se calcula con la ecuación 3.46 y es:

$$S_e' = 4499,6 \text{ kg/cm}^2$$

Reemplazando en la ecuación 3.22

$$S_e = 3504,7 \text{ kg/cm}^2$$

El factor de seguridad obtenido con la ecuación 3.21, es:

$$n_f = 2,4$$

El factor de seguridad es satisfactorio.

3.1.7.8. Diseño de la soldadura de la cabeza de articulación

La cabeza de articulación, figura 3.38, es un elemento cuya disposición geométrica permite en un extremo introducir el eslabón biela (enroscado) y en el otro contener un rodamiento de agujas para el libre movimiento de la polea manivela.

Estos elementos se pueden encontrar en el mercado, pero no se seleccionó de catálogos debido a que estos no resistían a las condiciones de trabajo requerido.



Figura 3.38 Configuración de la cabeza de articulación.

La falla más probable que puede producirse en la cabeza de articulación es en la sección de unión por soldadura, figura 3.35, de allí su análisis.

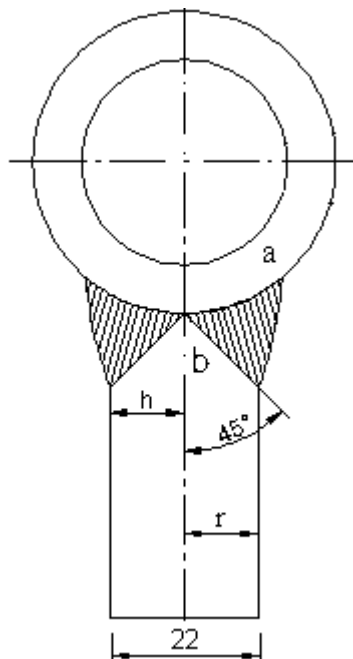


Figura 3.39 Configuración y unión por soldadura de la cabeza de articulación.

La teoría de cálculo es similar a la analizada para el eslabón biela. Los esfuerzos que actúan sobre este elemento son tracción y compresión.

El material para su construcción es un acero AISI 1020 con un acabado de superficie forjado

El metal soldante utilizado es un electrodo E-6011, cuyas propiedades se obtuvieron del Manual general INDURA, referencia bibliográfica [16].

Los valores de la fuerza máxima y mínima son:

$$F_{max} = 279 \text{ kgf}$$

$$F_{min} = -395 \text{ kgf}$$

Analizando la figura 3.39, donde **r** es el radio de la sección **b** cuyo valor es 11 cm. se tiene que el área de soldadura **A_s** es:

$$A_s = \pi * r^2 \quad (3.66)$$

$$A_s = 3,801 \text{ cm}^2$$

Los esfuerzos máximo y mínimo son:

$$\sigma_{max} = 73,369 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{min} = -103,832 \text{ kgf/cm}^2$$

Con las ecuaciones 3.17 y 3.18 se obtienen los valores de σ_m y σ_a , estos son:

$$\sigma_m = -23,938 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_a = 139,250 \text{ kgf/cm}^2$$

Valores de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Tabla 3.12 FACTORES QUE MODIFICAN S_e PARA LA CABEZA DE ARTICULACIÓN

Factores	Valor
k_a	0,679
k_b	0,922
k_c	0,85
k_d	1
k_f	2,7
k_e	0,37

Reemplazando en la ecuación 3.58 el valor de S_e' es:

$$S_e' = 2109,209 \text{ kg/cm}^2$$

Con la ecuación 3.22, para encontrar el límite de resistencia a la fatiga, se obtiene:

$$S_e = 446,552 \text{ kg/cm}^2$$

El factor de seguridad obtenido con la ecuación 3.21, es:

$$n_f = 3,27$$

3.1.7.9. Selección de los rodamientos de agujas para la cabeza de articulación

Se eligió un rodamiento de agujas SKF PNA 17/35 de diámetro 17 mm cuyas especificaciones se obtuvieron del Catálogo SKF de rodamiento de agujas y fue elegido en función del diámetro exterior de la cabeza de articulación y del botón de unión.

Para verificar si este rodamiento es adecuado se realiza un análisis con la expresión 3.67 proporcionada por el mismo catálogo.

Capacidad de carga estática

Para el análisis a carga estática, el factor de seguridad debe cumplir la siguiente expresión

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} \geq 3 \quad [17] \quad (3.67)$$

Siendo:

S_o = capacidad de carga estática.

C_o = carga básica estática [N]

P_o = carga estática equivalente en el rodamiento [N]

Carga estática equivalente P_o en el rodamiento.

Los rodamientos de agujas solo pueden admitir cargas radiales, por consiguiente:

$$P_o = F_r \quad [17] \quad (3.68)$$

F_r es la carga radial aplicada sobre el rodamiento, cuyo valor es 395 kgf. El factor C_o es 19300 N. Reemplazando el valor de F_r en la ecuación 3.68, se tiene:

$$P_o = 395 \text{ kgf} = 3871 \text{ N}$$

Entonces:

$$S_o = 5$$

Esto significa que para la carga estática aplicada el factor de seguridad es satisfactorio.

3.1.7.10. Diseño del eslabón oscilador

El eslabón oscilador es el elemento que une al eslabón biela con el acoplador. Su configuración se presenta en la figura 3.40, su diseño se realizó con la aplicación SolidWorks Simulación.



Figura 3.40 Configuración del eslabón oscilador

Datos:

Material: Acero AISI 4340.

Fuerza máxima F_4 : 323,3 kgf a tracción. Se obtuvo en el apartado 3.1.7.3.

Resultados:

Los resultados se muestran en el ANEXO 1, el factor de seguridad a carga estática es de 4.8 y es un valor aceptable.

3.1.7.11. Diseño del eslabón acoplador

El eslabón acoplador une los eslabones biela y oscilador con el acople de la barra móvil. Su diseño se realizó similar al anterior con la aplicación SolidWorks Simulación.

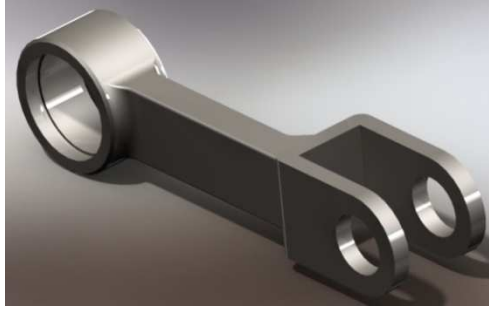


Figura 3.41 Configuración del eslabón acoplador

Datos:

Material: Acero AISI 1020

Fuerza máxima F_5 : 257 kgf a compresión. Se obtuvo en el apartado 3.1.7.3.

Resultados:

Los resultados se muestran en el ANEXO 2, el factor de seguridad a carga estática es de 3.3 y es un valor aceptable.

3.1.8. Potencia de corte

La fuerza motriz para el conjunto de cuchillas es obtenida del tractor, el mismo que previamente fue seleccionado como el elemento propulsor.

La potencia requerida para el corte del forraje es:

$$P_{corte} = \frac{T * w_1}{746} \quad (3.69)$$

Donde:

P_{corte} = potencia requerida para el corte [Hp]

T = torque [N.m]

w_1 = velocidad angular de la polea manivela [rad/seg]

Al existir una variación de fuerzas se produce también una variación de torques, el torque máximo producido es 110,9 Nm.

Reemplazando en la ecuación 3.69, se tiene:

$$P_{corte} = \frac{110,9 \text{ Nm} * 35,6 \text{ rad/seg}}{746}$$

$$P_{corte} = 5,3 \text{ Hp}$$

3.2. Sistema de captación del forraje

Para acarrear el forraje hacia las cuchillas de corte y desplazarlo hasta la zona del traslado del sinfín se ha empleado un elemento mecánico llamado molinete.

La configuración estructural de este elemento se muestra en la figura 3.42.



Figura 3.42 Estructura geométrica del molinete

3.2.1. Determinación de la resistencia del forraje a ser doblado

Cuando el molinete realiza su movimiento circular doblando el forraje, se produce una fuerza de resistencia por parte de la hierba. La resistencia del forraje a ser doblado fue obtenida, de la referencia bibliográfica [18], y su valor es:

$$R_d = 1,5 \text{ lb/in}$$

$$R_d = 262,5 \text{ N/m}$$

3.2.2. Diseño de la estructura del molinete

El molinete está construido con perfiles IPAC 20x40x1.5; sus dimensiones generales son:

Largo: 1,18 m. Considerando la longitud de corte.

Radio 0.25 m.

Para el verificar el factor de seguridad del molinete, en primera instancia se procede a analizar un perfil bajo las condiciones en las cuales actúa el molinete, es decir: doble empotramiento y carga uniforme, los resultados son:

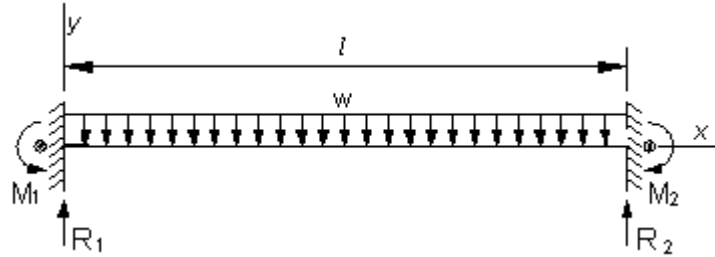


Figura 3.43 Diagrama de carga distribuida sobre el perfil del molinete

Cálculo de reacciones:

$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad [10] \quad (3.70)$$

Cálculo de la fuerza cortante:

$$V = \frac{w}{2} (l - 2x) \quad [10] \quad (3.71)$$

Cálculo del momento flector:

$$M = \frac{w}{12} (6lx - 6x^2 - l^2) \quad [10] \quad (3.72)$$

Para $x = 0$, se tiene:

$$R_1 = R_2 = 155 \text{ N}$$

$$M_{fl} = 30,46 \text{ Nm}$$

Cálculo del coeficiente de seguridad:

$$\eta = \frac{\omega_x \text{seleccionado}}{\omega_x} \quad [10] \quad (3.73)$$

$$\sigma = \frac{M_{fl}}{\omega_x} \quad [10] \quad (3.74)$$

Siendo:

η = coeficiente de seguridad

M_{fl} = momento flector máximo

ω_x = módulo resistente de la sección

Sabiendo que el límite de fluencia del acero A-36 es de 250 MPa [11] y reemplazando en las ecuaciones correspondientes se tiene:

$$\omega_x = \frac{30,46 \text{ Nm m}^3}{250 * 10^6 \text{ N}} * \left(\frac{(100 \text{ cm})^3}{1 \text{ m}^3} \right)$$
$$\omega_x = 0,12 \text{ cm}^3$$

Del catálogo IPAC, [19] se tiene:

$$\omega_{x \text{ seleccionado}} = 1,09 \text{ cm}^3$$

Finalmente:

$$\eta = 9$$

3.2.3. Cálculo de la potencia requerida para doblar el forraje

La potencia requerida por el molinete para doblar el forraje es:

$$P_{\text{molinete}} = \frac{T_d * \omega_m}{746} \quad (3.75)$$

Siendo T_d el torque producido por la fuerza de doblado en Nm y ω_m la velocidad del molinete en rad/seg; su valor se calcula con la siguiente ecuación:

$$T_d = F_d * r_m \quad (3.76)$$

$$F_d = R_d * L_m \quad (3.77)$$

Donde:

F_d = fuerza total requerida por el molinete para doblar el forraje [N].

R_d = resistencia del forraje a ser doblado [N/m].

L_m = longitud del molinete [m].

r_m = radio del molinete [m].

Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación 3.77 se tiene:

$$F_d = 309,7 \text{ N}$$

Entonces el torque es:

$$T_d = 77 \text{ Nm}$$

Una velocidad de rotación adecuada permite lograr un correcto punto de apoyo de la planta en el momento de corte y una entrega uniforme del material cortado al sinfín, sin generar agitamientos excesivos. En la investigación bibliográfica previa no se encontraron datos precisos acerca de este valor por lo que se tomó con dato la velocidad de máquinas destinadas a trabajos similares; el valor utilizado es de 100 rpm.

Finalmente con la ecuación 3.75 se obtiene la siguiente potencia para doblar el forraje:

$$P_{molinete} = 1,075 \text{ Hp}$$

3.3. Sistema de alimentación del elemento picador mediante tornillo sinfín

Este mecanismo cumple con la función de transportar el forraje hacia el picador.

El forraje cortado se va colocando en el cuerpo del transportador y con la ayuda del molinete se desplaza hacia el centro en un suave movimiento en espiral por la rotación del tornillo.

La configuración de este elemento se presenta en la figura 3.44.



Figura 3.44 Estructura geométrica del tornillo sinfín.

3.3.1. Capacidad de procesado

La capacidad de procesado del transportador de tornillo sinfín limita la capacidad de procesado del picador, y condiciona además el rendimiento de la máquina. [4]

Dicha capacidad se halla mediante la siguiente expresión:

$$Q_T = 60 * A_t * P_t * \omega_t * C_f * \delta * C_i \quad [20] \quad (3.78)$$

Donde:

Q_T = Capacidad de transporte del sinfín [tn/h]

A_t = Área transversal del transportador [m²]

P_t = Paso del transportador [m]

ω_t = Velocidad a la que gira el transportador [rpm]

C_f = Coeficiente de llenado transversal.

δ = Densidad del forraje [tn/m³]

C_i = Factor que tiene en cuenta la inclinación del transportador.

El objetivo principal de la máquina es cortar, picar y recolectar el forraje y esto debe hacerlo de forma simultánea; en concordancia con esto, es importante para un correcto diseño tomar en cuenta que la capacidad de procesado del picador Q_P , debe ser mayor o igual a la capacidad de admisión de producto a la entrada al picador Q_A , de la misma forma esta debe ser mayor o igual a la capacidad de transporte del sinfín Q_T , y esta última ser mayor o igual a la capacidad de procesado del corte C_p , de no cumplirse esto, podrían producirse bloqueos en el sinfín e incluso en el mismo picador.

Entonces deberá cumplirse obligatoriamente la siguiente expresión:

$$C_p \leq Q_T \leq Q_A \leq Q_P \quad [4] \quad (3.79)$$

Como C_p debe ser menor o igual a Q_T , por facilidad de cálculo se realizará una igualdad entre estos dos valores, ya que en el apartado 3.1.2.4 se obtuvo ya el valor de C_p .

El área transversal del sinfín es:

$$A_t = \frac{\pi * D^2}{4} \quad [20] \quad (3.80)$$

Siendo D el diámetro del sinfín [m].

El paso P_t del sinfín se obtiene verificando el factor de paso, tomando en cuenta las aplicaciones del sinfín. Para aplicaciones normales el paso es:

$$P_t = 0,8 * D \quad [20] \quad (3.81)$$

Entonces:

$$D^3 = \frac{0.0265256 * Q_T}{\omega_t * C_f * \delta * C_i} \quad [20] \quad (3.82)$$

3.3.2. Cálculo del diámetro del sinfín

Por facilidad de construcción y montaje del picador, las hélices del sinfín se dividen en dos tramos ubicados en sentido opuesto, figura 3.45.

Esta consideración es debido a que, un sinfín dispuesto de esta forma puede transportar la misma cantidad de material en menor tiempo, comparado con uno de hélices en el mismo sentido. Para el cálculo del diámetro se analiza un solo tramo.

La densidad del forraje vale aproximadamente: [21]

Tabla 3.13 DENSIDAD DEL FORRAJE

Densidad (kg/m ³)	Material
320 - 350	Maíz
50 - 60	Forraje bajo

Datos para el cálculo del diámetro del sinfín:

Q_T : 3,238 tn/h. Valor obtenido en el apartado 3.1.2.4.

ω_t : 350 rpm. Valor recomendado. [4]

C_f : 0,45. [20]

δ : $50 \text{ kg/m}^3 = 0.05 \text{ tn/m}^3$ [21]

C_i : 1. (El transportador no se halla inclinado). [20]

Reemplazando en la ecuación 3.82, se obtiene el siguiente diámetro:

$$D^3 = \frac{0,0265256 * 3,238}{350 * 0,42 * 0,05 * 1}$$

$$D = 0,222 \text{ m}$$

3.3.3. Dimensionamiento del transportador de tornillo sinfín

La figura 3.45 muestra las principales dimensiones del sinfín:

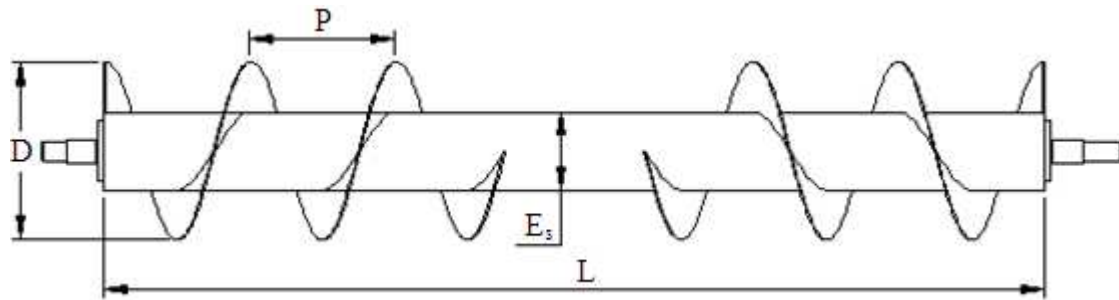


Figura 3.45 Dimensionamiento del sinfín.

Donde:

D = diámetro del sinfín [m].

E_s = diámetro del eje del transportador (en tubo) [m].

P = paso del transportador [m].

L = longitud del sinfín [m].

3.3.3.1. Cálculo del diámetro en tubo del eje del transportador:

El diámetro del eje del transportador es:

$$E_s = K * D \quad [20] \quad (3.83)$$

Donde K es el factor que relaciona el diámetro del eje del transportador y el diámetro del sinfín. Para este caso particular el valor de K es de 0.44. [20]

Remplazando los valores respectivos se tiene un valor de E_s de 0,10 m. Para satisfacer el requerimiento de este diámetro se utiliza del catálogo IPAC un tubo redondo de 4 in. Entonces se tiene que:

$$E_s = 0,1016 \text{ m} = 4 \text{ plg}$$

3.3.3.2. Cálculo del paso P_t del transportador

Con la ecuación 3.81, se tiene:

$$P_t = 0,18 \text{ m}$$

3.3.3.3. Cálculo del espesor del cuerpo del transportador

El espesor del transportador es calculado con la siguiente expresión:

$$E_c = 0,010 * D \quad [20] \quad (3.84)$$

$$E_c = 2,2 \text{ mm}$$

3.3.4. Cálculo de la potencia por el material transportado

Para transportar el forraje, el sinfín requiere la siguiente potencia:

$$P_m = \frac{M_o * \omega_t}{63000} \quad [20] \quad (3.85)$$

Donde:

P_m = potencia del sinfín por el material transportado [Hp].

M_o = torque producido por el sinfín [lbs-plg].

ω_t = velocidad angular del transportador [rpm].

El cálculo del torque es:

$$M_o = C * L_t * \delta * F / \omega_t \quad [20] \quad (3.86)$$

Siendo:

C = capacidad del transportador [m^3/min].

L_t = longitud del transportador [m].

δ = densidad del forraje [kg/m^3].

F = factor de rozamiento del material a transportar.

La capacidad total del transportador es:

$$C = \frac{Q_t}{\delta} * \left(\frac{1000}{60} \right) \quad [20] \quad (3.87)$$
$$C = \frac{6,86}{50} * \left(\frac{1000}{60} \right) = 2,16 \text{ m}^3/\text{min}$$

El factor de rozamiento para este caso particular es de 0.5. [20]

Con estos datos se procede a reemplazar en la ecuación 3.86, obteniéndose el momento en lbs-plg.

$$M_o = \frac{2,286 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} * 1,29 \text{ m} * 50 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.5}{350 \text{ rev/min}} * \left(\frac{2.205}{2\pi * 0.0254} \right)$$
$$M_o = 2,75 \text{ lbs} - \text{plg}$$

Reemplazando en la ecuación 3.85 se tiene:

$$P_m = 0,017 \text{ Hp}$$

3.3.5. Cálculo de la potencia por fricción y por la inclinación del transportador

Para hallar la potencia total del sinfín es necesario tener presente además la potencia por fricción y la potencia por la inclinación del transportador, esta última es cero por hallarse totalmente horizontal, a continuación su análisis:

La potencia por fricción es:

$$P_f = \frac{L_T * \omega_t * F_{di} * F_b}{1000000} \quad [20] \quad (3.88)$$

La potencia por la inclinación es:

$$P_i = \frac{C * \delta * H}{2000000} \quad [20] \quad (3.89)$$

Donde:

P_f = potencia por fricción del transportador [Hp].

L_t = longitud del transportador [pies]

F_{di} = factor de diámetro del transportador cuyo valor es 12. [20]

F_b = factor de soporte igual a 1. [20]

P_i = Potencia por la inclinación del transportador [Hp]

C = capacidad del transportador [pie^3/min].

δ = densidad del material a transportar [lbs/pie^3]

H = altura vertical para transportadores inclinados [pie]

Finalmente la potencia total requerida por el sinfín es:

$$P_{trans} = \frac{(P_m + P_f + P_i) * F_o}{e} \quad [20] \quad (3.90)$$

Siendo:

P_{trans} = potencia total requerida por el sinfín [Hp].

F_o = factor de sobrecarga [20]

e = eficiencia

Reemplazando valores en la ecuación 3.92, se obtiene la potencia por fricción:

$$P_f = 0,05 \text{ Hp}$$

Siendo:

$$F_o = 3$$

$$e = 0,85$$

Entonces la potencia total requerida por el sinfín es:

$$P_{trans} = 0,25 \text{ Hp}$$

3.4. Sistema picador

El picador es el principal responsable de la calidad del forraje, esto es posible ya que lleva incorporado un determinado número de cuchillas, las mismas que con la ayuda de una contracuchilla cortan el forraje en proporciones de tamaño modificable.

El elemento utilizado es un disco o volante, dispuesto de tal forma que contenga las cuchillas y paletas ubicadas radialmente, figura 3.46, las primeras se encargan del picado, mientras que las otras impulsan el forraje través del conducto de descarga.

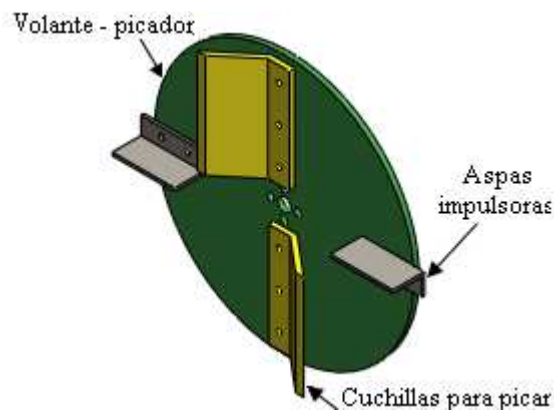


Figura 3.46 Partes principales del sistema picador del forraje

3.4.1. Cálculo de la velocidad de entrada del forraje en el picador

La velocidad de alimentación corresponde a la siguiente ecuación:

$$V_a = \frac{P * \omega_t}{60} \quad [4] \quad (3.91)$$

Donde:

V_a = velocidad de entrada del forraje en el picador [m/s]

P_t = paso del sinfín [m]

ω_t = velocidad angular del sinfín [rev/min]

Reemplazando los valores ya conocidos en la ecuación 3.91, se tiene:

$$V_a = 1,05 \text{ m/seg}$$

3.4.2. Longitud del forraje picado

Picar el material más fino de lo necesario es desperdiciar tiempo y potencia, reducir la capacidad de la cosechadora y no mejorar la calidad nutritiva del forraje. La longitud de picado actual puede ser de 4; 4,5; 6; 8 y 12 mm pudiendo lograrse hasta 75 mm.

La longitud teórica de picado depende de la velocidad del sistema de alimentación, de la velocidad angular y del número de cuchillas del rotor picador. [6]

El tamaño o longitud del forraje picado L_p medida en cm, es:

$$L_p = \frac{V_a}{Z * \omega_p} \quad [6] \quad (3.92)$$

V_a = velocidad de alimentación a la entrada del picador [cm/min]

Z = número de cuchillas

ω_p = velocidad angular del picador [rpm]

La frecuencia de rotación del volante suele ser próxima a 950 rpm. Para este caso se eligió un valor de 900 rpm. [4]

Reemplazando los datos en la ecuación 3.92 y variando el número de cuchillas se tiene:

Para $Z = 1$

$$L_p = 7 \text{ cm}$$

Para $Z = 2$

$$L_p = 3,52 \text{ cm}$$

Para $Z = 3$

$$L_p = 2,34 \text{ cm}$$

Para $Z = 4$

$$L_p = 1,76 \text{ cm}$$

Con estos valores se concluyó que el número adecuado de cuchillas es de 2, ya que para 3 o 4 cuchillas la longitud es demasiado pequeña.

3.4.3. Cálculo de la sección de la ventana de alimentación

Tomando la expresión 3.79 como referencia principal y por facilidad de cálculo se igualan los valores de Q_T y Q_A y se procede a encontrar el valor de la sección de la ventana de alimentación, mediante la siguiente ecuación.

$$Q_A = \delta * S * V_a \quad [4] \quad (3.93)$$

Donde:

Q_A = capacidad de admisión de producto a la entrada al picador [kg/seg]

δ = densidad del forraje en la ventana de alimentación [kg/m³]

S = sección de alimentación [m²]

V_a = velocidad de entrada del forraje en el picador [m/s]

De la ecuación 3.93, se tiene:

$$S = \frac{Q_A}{\delta * V_a} \quad (3.94)$$

$$S = 0,0348 \text{ m}^2$$

3.4.4. Cuchillas del picador

Las prestaciones del picador dependen principalmente de las cuchillas y la contracuchilla, las mismas que son desmontables. Ambas deben tener un mantenimiento correcto y continuo para obtener uniformidad y calidad del corte, alta capacidad de la cosechadora y buena eficiencia.

La uniformidad y la eficiencia del corte dependen principalmente de la forma de la cuchilla.

El número de cuchillas determina, para un diámetro dado del rotor, el espacio libre que queda entre cuchillas para la entrada y salida del flujo del material durante el funcionamiento. [6]

El número de cuchillas para el picador es dos, figura 3.46.

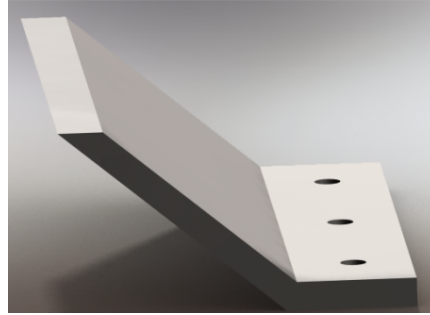


Figura 3.47 Geometría de la cuchilla para picar el forraje

3.4.4.1. Ángulo de la cuchilla

El ángulo de corte de la cuchilla es definido entre el bisel de la cara exterior y la cara interior de la cuchilla, figura 3.48. Un ángulo de corte pequeño proporciona un corte más uniforme; un ángulo mayor aumenta la resistencia de la cuchilla. Por ello se emplea un ángulo que contempla ambas características de 30 a 45 grados. [6]

Para este caso particular se eligió un ángulo de 40°.

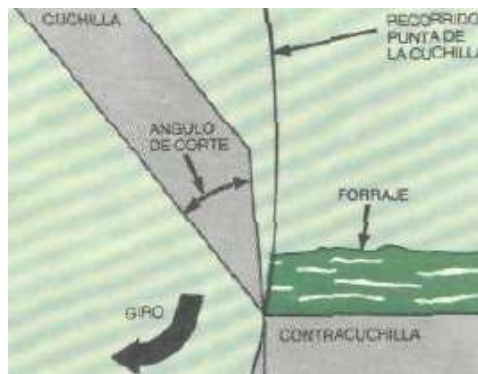


Figura 3.48 Ángulo de corte de la cuchilla del picador.

3.4.4.2. Cálculo del espesor mínimo de las cuchillas

Para determinar la fuerza F_p que actúa sobre la cuchilla se utiliza el valor máximo de resistencia al corte del forraje, dicha fuerza es:

$$F_p = R * A_p \quad (3.95)$$

Donde R es la resistencia del forraje al corte y A_p es el área de corte del forraje. La resistencia de corte ha sido obtenida de la referencia bibliográfica [22] y su valor es 10,4 kg/cm² para un área de 8 cm². Entonces la fuerza para realizar el picado es:

$$F_p = 83,2 \text{ kgf} = 815,36 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante máximo es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad (3.96)$$

El material para la construcción de las cuchillas es un acero AISI O1 cuyas propiedades se muestran en el ANEXO 3

$$S_{sy} = 0,577 * 245 \text{ kpsi}$$

$$S_{sy} = 141,4 \text{ kpsi}$$

Además el esfuerzo cortante máximo τ_{max} corresponde a las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{max} = \frac{S_{sy}}{n} \quad (3.97)$$

$$\tau_{max} = \frac{F_c}{A} \quad (3.98)$$

Donde:

n = factor de seguridad.

F_c = fuerza de corte

A = área de la cuchilla

Igualando las ecuaciones 3.97 y 3.98 se tiene:

$$A = \frac{n * F_c}{S_{sy}} \quad (3.99)$$

$$e = \frac{n * F_c}{S_{sy} * h} \quad (3.100)$$

La longitud de la cuchilla es 20 mm, y asumiendo un factor de seguridad de 10, se obtiene el siguiente espesor:

$$e = 0,42 \text{ mm}$$

Debido a que el espesor de la cuchilla es muy pequeño; por cuestiones de rigidez se eligió un espesor de 10 mm.

3.4.4.3. Contracuchilla

La contracuchilla es igual o más importante que las cuchillas para obtener un buen corte del forraje. Esta corta tanto material como todas las cuchillas juntas; por ello debe ser perfectamente mantenida y también ajustada en todo momento para lograr excelente performance. [6]

La siguiente figura muestra la configuración que se ha dado a la contracuchilla.

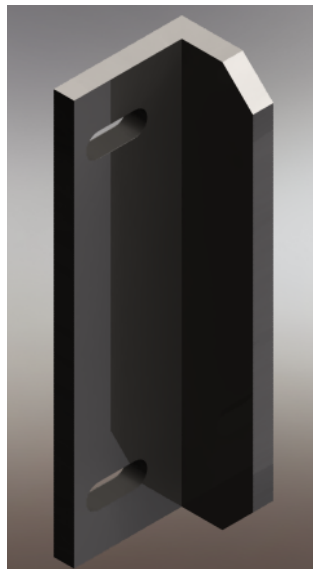


Figura 3.49 Configuración de la contracuchilla

3.4.4.4. Paletas para la impulsión

Las paletas o aspas de impulsión contribuyen con el picador dándole una mayor fuerza tangencial; esto, con la finalidad de que el forraje picado pueda salir del conducto de descarga sin dificultad, para finalmente ser depositado en el remolque correspondiente.

Se ha ubicado dos paletas una después de cada cuchilla picadora.

3.4.4.5. Tratamiento térmico de las cuchillas y contracuchilla

Para construir las cuchillas y la contracuchilla se utilizó un acero AISI O1, de media aleación para temple en aceite y de baja deformación, el cual posee alta resistencia al desgaste aleada de una buena tenacidad.

Para obtener una mayor resistencia al desgaste de estos elementos es necesario realizar un tratamiento térmico de templado y revenido.

El procedimiento para realizar este tratamiento se presenta en el ANEXO 3, la finalidad es obtener una dureza de 58 HRC con la cual se obtiene un material de alta resistencia al desgaste combinado con buena tenacidad.

3.4.5. Potencia para picar el forraje

El trabajo que realiza el volante picador es fluctuante, las cargas máximas se mantienen por periodos relativamente cortos durante el ciclo normal del mismo, por esta causa se procede a diseñar este elemento como un volante de inercia.

En un ciclo de trabajo sobre el picador actúan las siguientes fuerzas:

a) Fuerza para doblar el forraje $F_{doblado}$

La resistencia para doblar el forraje se determinó en el apartado 3.2.1. Para hallar la fuerza de doblado se multiplica por la longitud de la cuchilla, cuyo valor es de 0,20 m.

$$F_{doblado} = 52,5 \text{ N}$$

b) Fuerza para picar el forraje F_p

La fuerza para realizar el picado, es de:

$$F_p = 83,2 \text{ kgf} = 815,36 \text{ N}$$

c) Fuerza para impulsar el forraje F_{imp}

La fuerza de impulsión está aplicada durante todo el ciclo y se encuentra con las ecuaciones siguientes:

$$T_{imp} = F_{imp} * r_{imp} \quad (3.101)$$

Donde T_{imp} es el torque producido por la fuerza de impulsión.

Además:

$$P_{impulsión} = T_{imp} * \omega_p \quad (3.102)$$

$$P_{impulsión} = V_p^2 * Q_p \quad [21] \quad (3.103)$$

$$V_p = \omega_p * r_{imp} \quad (3.104)$$

Donde:

$P_{impulsión}$ = potencia requerida para impulsar el forraje.

V_p = velocidad periférica de la paleta de impulsión

Q_p = cantidad de pasto picado

r_{imp} = radio donde se concentra la fuerza para la impulsión

De la ecuación 3.104 se tiene:

$$V_p = 94,25 \text{ rad/seg} * 0,21m$$

$$V_p = 19,79 \text{ m/seg}$$

Siendo $Q_p = 6,477 \text{ tn/h}$, es decir $1,8 \text{ kg/seg}$, se tiene la siguiente potencia de impulsión:

$$P_{impulsión} = 704,78 \text{ Watt}$$

$$P_{impulsión} = 0,95 \text{ Hp}$$

La fuerza de impulsión obtenida de la ecuación 3.106 es:

$$F_{imp} = 35,6 \text{ N}$$

La variación de torques producidos por las fuerzas mencionadas anteriormente, se hallan con la ecuación 3.105 y se presentan en la figura 3.50.

$$T = F * r_m \quad (3.105)$$

Donde:

F = fuerza sobre el picador [N]

r_m = radio medio donde se aplica la fuerza [m]

El resultado de la variación de torques en función del desplazamiento angular del picador se muestra en la figura 3.50 donde: (a) torque producido por la F_{imp} . (b) torque producido por la $F_{doblado}$ más F_{imp} . (c) torque producido por F_p más F_{imp} .

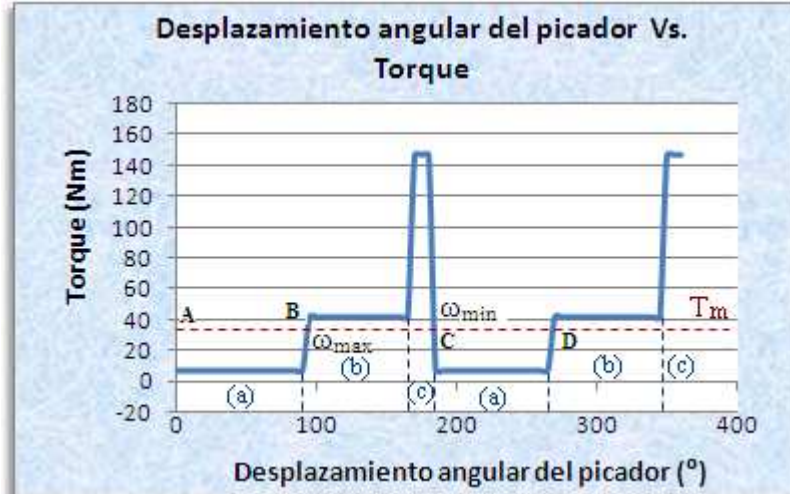


Figura 3.50 Variación de energía que debe suministrar el volante

El área bajo la curva de la figura 3.50, es la energía requerida por el picador para realizar el trabajo en un ciclo.

Para hallar el área bajo la curva se utiliza la fórmula trapezoidal 3.106:

$$\text{Área} = \frac{\Delta X}{2} \left(y_0 + y_n + 2 * \sum_{i=1}^{n-1} y_i \right) \quad (3.106)$$

$$\text{Área} = 208,591 \text{ Nm}$$

Con este valor se puede obtener el torque medio, así:

$$T_m = \frac{\text{Área}}{2\pi} \quad (3.107)$$

$$T_m = 33,198 \text{ Nm}$$

La potencia del picador se determina mediante la siguiente expresión:

$$P_{picador} = \frac{T_m * \omega_p}{746} \quad (3.108)$$

Donde:

P_{picador} = potencia del picador. [Hp]

T_m = torque medio. [N.m]

ω_p = velocidad angular del picador. [rad/seg]

Finalmente la potencia requerida por el picador obtenido con la ecuación 3.108, es:

$$P_{\text{picador}} = 4,2 \text{ Hp}$$

3.4.6. Espesor del volante picador

Un volante es elemento giratorio que actúa como depósito de almacenamiento de energía cuando el trabajo no se <consume> tan rápidamente como es aplicada la potencia o fuerza motriz. Cuando el trabajo realizado es mayor que la entrada de energía, el volante cede parte de su energía almacenada para suplir la deficiencia. [23]

La ecuación que permite obtener una inercia de volante apropiada, en correspondencia con el cambio de energía $E_2 - E_1$, es:

$$E_2 - E_1 = C_s * I * \omega^2 \quad [10] \quad (3.109)$$

Donde:

$E_2 - E_1$ = variación de la energía

C_s = coeficiente de fluctuación de velocidad

I = inercia del volante

ω = velocidad promedio

En la figura 3.50 se observa que la velocidad mínima del eje ocurre después de haberse entregado el pulso de energía positivos más grande acumulado del eje de transmisión al sistema. Esta entrega de energía reduce la velocidad del motor. La velocidad máxima del eje ocurre después que se ha recibido el pulso de energía negativo acumulado más grande de la carga hacia el eje. Esta devolución de energía almacenada tendrá tendencia a acelerar el motor. La variación total de energía es la diferencia algebraica entre estos dos

valores extremos. Esta energía que vuelve de la carga, debe ser absorbida por el volante y posteriormente devuelta al sistema dentro de cada ciclo, a fin de suavizar las variaciones de velocidad del eje. [15]

En la tabla 3.14 se muestra la acumulación de energía bajo la curva de la figura 3.50.

Tabla 3.14 ACUMULACIÓN DE PULSOS DE ENERGÍA BAJO LA CURVA

Desde	$\Delta \text{Área} = \Delta E$	Suma acumulada = E	Mínimo y máximo
A hasta B	- 40,404	- 40,404	ω_{\max} B
B hasta C	+ 32,747	- 7,657	ω_{\min} C
C hasta D	- 40,404	- 48,061	
D hasta A	+ 32,747	- 15,314	

La variación total de energía es:

$$Total \Delta E = E \omega_{\max} - E \omega_{\min} \quad (3.110)$$

$$Total \Delta E = -32,747 Nm$$

Debido a que en un ciclo se producen dos variaciones de energía se tiene:

$$Total \Delta E = (2 * -32,747 Nm)$$

$$Total \Delta E_T = -65,494 Nm$$

El coeficiente de fluctuación es un parámetro de diseño que el diseñador debe seleccionar. Se suele establecer en un valor entre 0,01 y 0,05 para maquinaria de precisión, o tan alto como 0,20 para maquinaria de trituración o molinos, que corresponde a una fluctuación del 1 al 5% en la velocidad del eje. Cuanto menor sea el valor escogido tanto mayor tendrá que ser el volante. [15]

El valor del coeficiente de fluctuación escogido es 0,02. La velocidad promedio ω es:

$$\omega = \frac{\omega_2 + \omega_1}{2} \quad [10] \quad (3.111)$$

Donde ω_2 es la velocidad máxima del volante y ω_1 la velocidad mínima de acuerdo al coeficiente de fluctuación elegido.

$$\omega = \frac{94,25 + 92,365}{2} = 93,31 \text{ rad/seg}$$

Despejando la inercia de la ecuación 3.109 y reemplazando los valores correspondientes, se tiene:

$$I = \frac{E_2 - E_1}{C_s * \omega^2} \quad (3.112)$$

$$I = \frac{65,494 \text{ Nm}}{0,02 * \left(93,3075 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right)^2}$$

$$I = 0,4 \text{ kg.m}^2$$

La inercia corresponde también a la siguiente ecuación:

$$I = \frac{1}{2} m * r^2 \quad (3.113)$$

Donde la masa del volante **m** es:

$$m = \rho * V \quad (3.114)$$

Siendo **ρ** la densidad del material en kg/m³ y V el volumen del volante en m³.

$$V = \pi * r^2 * t \quad (3.115)$$

De la ecuación 3.113, se obtiene:

$$t = \frac{2 * I}{\rho * \pi * r^4} \quad (3.116)$$

El volante picador es de acero; su densidad es 7850 kg/m³ y el valor del radio es 0,25 m reemplazando en la ecuación 3.116, se tiene el siguiente espesor:

$$t = 8,3 \text{ mm}$$

Entonces el espesor del volante necesario para absorber la variación de energía con un cambio de velocidad aceptable es de 8,3 mm, pero por facilidad de construcción se escogió un espesor de 10 mm.

3.5. Sistema de descarga y recolección

La descarga es el último proceso de la máquina y se realiza mediante un conducto metálico, cuya configuración se presenta en la figura 3.51. La potencia para realizar esta actividad fue hallada en el apartado 3.4.5



Figura 3.51 Configuración del conducto metálico

El forraje es aventado por una canalización que permite un desplazamiento lateral, para distribuir a derecha e izquierda en el remolque, consta además de una visera deflectora regulable que posibilita la localización del material adelante o atrás.

3.6. Sistema de transmisión de la máquina

El sistema de transmisión de la máquina está compuesto por bandas y cadenas seleccionadas tomando como parámetros principales la potencia y velocidad requeridas.

3.6.1. Diseño de la transmisión por bandas

Teoría de cálculo

Para el cálculo de la transmisión por bandas se utilizó la teoría presentada en el Libro: “Diseño de elementos de Máquinas” de Robert L, Mott. [24]

El arreglo típico de los elementos de una transmisión por bandas en V se muestra en la figura 3.52.

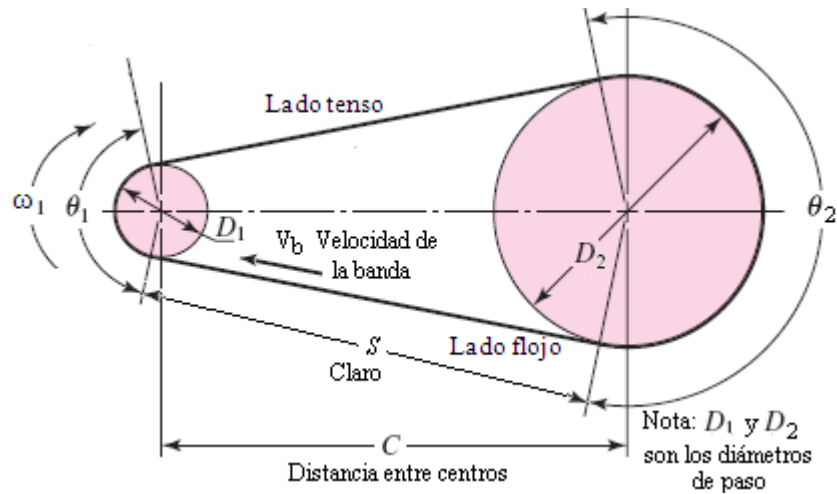


Figura 3.52 Geometría básica de una transmisión por bandas

Datos requeridos:

Potencia transmitida P

Velocidad de la polea mayor n_2

Velocidad de la polea menor n_1

Procedimiento de cálculo

1. Cálculo de la potencia de diseño P_c

$$P_c = f_s * P \quad [24] \quad (3.117)$$

Donde f_s es el factor de servicio. [24]

2. Selección de la sección de la banda

Para seleccionar la sección de la banda son necesarios los valores de la potencia de diseño y la velocidad del eje más rápido. [24]

3. Cálculo de la relación de velocidades nominales

$$Relación = \frac{n_1}{n_2} \quad [24] \quad (3.118)$$

4. Cálculo del diámetro de paso de la polea menor

El diámetro de paso de la polea menor es:

$$D_1 = \frac{12 * V_b}{\pi * n_1} \quad [24] \quad (3.119)$$

Donde:

V_b = velocidad de banda. Valor que no debe exceder los 6000 pies/min. [pies/min]

D_1 = diámetro de paso de la polea menor. [plg]

n_1 = velocidad de la polea menor [rpm]

Para obtener el valor del diámetro D_1 en mm, se multiplicará este por 25,4.

5. Cálculo del diámetro de paso de la polea mayor

$$D_2 = Relación * D_1 \quad [24] \quad (3.120)$$

6. Determinación de la potencia nominal

Para hallar la potencia nominal son necesarios los valores del diámetro de la polea menor y su velocidad. [24]

7. Distancia entre centros tentativa

Se puede emplear la expresión 3.121 para calcular un intervalo nominal aceptable de C .

$$D_2 < C < 3 * (D_2 + D_1) \quad [24] \quad (3.121)$$

8. Cálculo de la longitud de la banda

$$L = 2C + 1,57 * (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad [24] \quad (3.122)$$

9. Selección de la longitud estándar y cálculo de la distancia real entre centros

La longitud estándar de la banda se obtiene de la referencia [24]. Reemplazando este valor en la ecuación 3.123 y 3.124 se obtiene la distancia real entre centros.

$$C_{real} = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 * (D_2 - D_1)^2}}{16} \quad [24] \quad (3.123)$$

$$B = 4 * L - 6,28 * (D_2 + D_1) \quad [24] \quad (3.124)$$

10. Cálculo del ángulo de contacto en las poleas.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2 * C} \right] \quad [24] \quad (3.125)$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2 * C} \right] \quad [24] \quad (3.126)$$

Donde θ_1 y θ_2 son los ángulos de contacto de las poleas menor y mayor respectivamente.

11. Determinación de los factores de corrección

C_θ es el factor de corrección por ángulo de contacto y C_L es el factor de corrección por longitud de banda. [24]

12. Cálculo de la potencia nominal corregida por banda

$$P_{corregida} = C_\theta C_L P_{nominal} \quad [24] \quad (3.127)$$

13. Cálculo del número de bandas

$$N_{bandas} = \frac{P_c}{P_{corregida}} \quad [24] \quad (3.128)$$

Resolución técnica

A continuación se resumen en tablas los resultados obtenidos del programa Excel, utilizando los respectivos datos y ecuaciones del procedimiento anterior.

3.6.1.1. Diseño de la transmisión de bandas para el picador

Datos requeridos

Potencia específica requerida $P = 4,2$ Hp.

Velocidad $n_2 = 700$ rpm

Velocidad $n_1 = 900$ rpm

Tabla 3.15 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE BANDAS PARA EL PICADOR

RESULTADOS		
Variables	Unidad	Resultados
f_s	-	1,2
P_c	Hp	5,04
Tipo de banda	-	3V
Relación	-	1,29
V_b	pies/min	1250
D_1	mm	134
D_2	mm	174
$P_{nominal}$	Hp	3,5
C	mm	833
L	mm	2150
$L_{estandar}$	mm	2159
C_{real}	mm	838
θ_1	grados	177,22
θ_2	grados	182,78
C_θ	-	0,99
C_L	-	1,05
$P_{corregida}$	Hp	3,64
N_{bandas}	-	2

3.6.1.2. Diseño de la transmisión por bandas a la entrada al picador

Datos requeridos

Potencia específica requerida $P = 4,6$ Hp. Considerando la eficiencia de las bandas (95%) y los engranajes helicoidales del reenvío angular (98%).

Velocidad $n_2 = 540$ rpm

Velocidad $n_1 = 700$ rpm

Tabla 3.16 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE BANDAS A LA ENTRADA AL PICADOR

RESULTADOS		
Variables	Unidad	Resultados
f_s	-	1,2
P_c	Hp	5,5
Tipo de banda	-	3V
Relación	-	1,3

V_b	pies/min	910
D_1	mm	126
D_2	mm	164
P_{nominal}	Hp	2,6
C	mm	356
L	mm	1167
$L_{\text{estándar}}$	mm	1206,5
C_{real}	mm	369
θ_1	grados	174,18
θ_2	grados	185,82
C_θ	-	0,98
C_L	-	0,93
$P_{\text{corregida}}$	Hp	2,3
N_{bandas}	-	2

3.6.1.3. Diseño de la transmisión de bandas para el sistema de corte

Datos requeridos

Potencia transmitida $P = 5,3$ Hp

Velocidad de entrada $n_2 = 340$ rpm

Velocidad de salida $n_1 = 540$ rpm

Tabla 3.17 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE BANDAS PARA EL SISTEMA DE CORTE

RESULTADOS		
Variables	Unidad	Resultados
f_s	-	1,3
P_c	Hp	6,8
Tipo de banda	-	3V
Relación	-	1,59
D_1	mm	126
D_2	mm	200
P_{nominal}	Hp	2,3
C	mm	365
L	mm	1247
$L_{\text{estándar}}$	mm	1270
C_{real}	mm	371
θ_1	grados	168,59
θ_2	grados	191,41
C_θ	-	0,97
C_L	-	0,95
$P_{\text{corregida}}$	Hp	2,21
N_{bandas}	-	3

3.6.2. Diseño de la transmisión por cadenas

Teoría de cálculo

Para el cálculo de la transmisión por cadenas se utilizó la teoría presentada en el Libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. [25]

En la figura 3.53 se indica la *rueda catarina* que impulsa una cadena de transmisión en sentido contrario al del reloj. Se designa el paso de la cadena por p , el *ángulo de paso* por γ y el *diámetro de paso* de la rueda catarina (o rueda catenaria) por D .

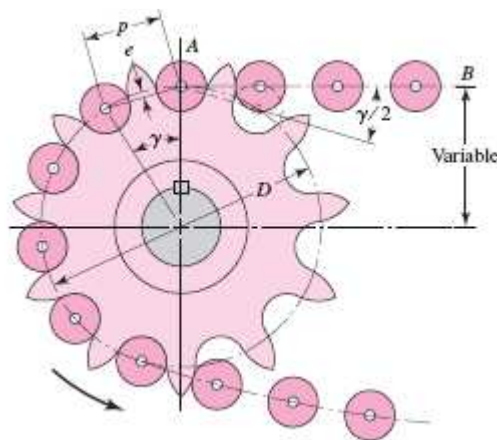


Figura 3.53 Embone o endentado de una cadena y su rueda catarina

Datos requeridos

Potencia transmitida P_{tr}

Velocidad de la catarina menor n_1 [rpm]

Velocidad de la catarina mayor n_2 [rpm]

Distancia entre centros C [m]

Procedimiento de cálculo

1. Cálculo de la potencia de diseño H

$$H = K_s * P_{tr} \quad [25] \quad (3.129)$$

K_s es el factor de servicio. [25]

2. Cálculo de la relación de transmisión R

$$R = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.130)$$

3. Selección del número de dientes de las catarinas

Se elige tentativamente el número de dientes de la catarina menor N_1 y con la ecuación 3.131 se obtiene el número de dientes de la catarina mayor N_2 .

$$N_2 = N_1 * R \quad (3.131)$$

4. Cálculo de la potencia corregida H'_r

$$H'_r = K_1 * K_2 * H_r \quad [25] \quad (3.132)$$

Donde:

H'_r = potencia nominal corregida totalmente

K_1 = factor de corrección por dientes; corresponde al hecho de que la rueda impulsora puede tener más de 17 dientes, o menos. [25]

K_2 = factor de torones múltiples; tiene en cuenta el hecho de que la potencia nominal no está relacionada linealmente con el número de torones. [25]

H_r = potencia nominal o tabulada. Con la potencia nominal escogida se obtiene el número de cadena y consecuentemente el paso p de la misma. [25]

La potencia nominal corregida H'_r debe ser mayor que la potencia de diseño H .

5. Cálculo de los diámetros de paso de las catarinas.

El diámetro de paso se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$D = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)} \quad [25] \quad (3.133)$$

Donde p es el paso de la cadena y N es el número de dientes de la rueda de cadenas.

6. Velocidad de la cadena

La velocidad de desplazamiento de la cadena en pies por minuto es:

$$V_c = \frac{N * p * n}{12} \quad [25] \quad (3.134)$$

Donde:

N = número de dientes de la rueda

p = paso de la cadena, in

n = velocidad de rotación de la catarina, rpm

7. Distancia entre centros

La distancia entre centros C es un valor proporcionado como dato.

8. Cálculo de la longitud de la cadena

La longitud de la cadena debe determinarse en función del número de pasos.

$$\frac{L}{p} = \frac{2 * C}{p} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4 * \pi^2 * C/p} \quad [25] \quad (3.135)$$

Siendo:

L = longitud de la cadena

C = distancia entre centros

N_1 = número de dientes en la catarina menor

N_2 = número de dientes en la catarina mayor

La longitud obtenida debe estar expresada en un número par.

9. Distancia teórica entre centros

Generalmente con la longitud obtenida se requiere un ligero ajuste en la distancia entre centros. Introduciendo el valor de L/p en la ecuación 3.140 y despejando C se obtiene:

$$C_{teórica} = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4 * \pi^2}} \right] \quad (3.136)$$

En general, la distancia no debe exceder de 80 pasos.

Resolución:

Los resultados se obtuvieron utilizando el programa Excel

3.6.2.1. Diseño de la transmisión de cadenas para el molinete

Datos requeridos

Potencia transmitida $P_{trans} = 1,1$ Hp.

Velocidad $n_2 = 100$ rpm

Velocidad $n_1 = 350$ rpm

Distancia entre centro C = 401,8 mm

Tabla 3.18 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE CADENAS PARA EL MOLINETE

CÁLCULOS		
Variables	Unidad	Resultados
K_s	-	1,5
H	Hp	1,65
R	-	3,5
N_1	-	14
N_2	-	50
K_1	-	0,78
K_2	-	1
H_r	Hp	2,125
H_r'	Hp	1,66 Aceptable
Número de cadena	-	40
p	plg	1/2
p	mm	12,7
D_1	mm	57,1
D_2	mm	202,3
V_c	pies/min	204,2
L	pasos	97
$C_{teórica}$	mm	406,33
$C_{teórica}$	pasos	32

3.6.2.2. Diseño de la transmisión de cadenas para el sinfín

Datos requeridos

Potencia transmitida $P_{trans} = 1,4$ Hp. Potencia para el molinete y para el sinfín.

Velocidad $n_2 = 350$ rpm

Velocidad $n_1 = 540$ rpm

Distancia entre centro C = 106,7 mm

Tabla 3.19 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE CADENAS PARA EL SINFÍN

CÁLCULOS		
Variables	Unidad	Resultados
K_s	-	1,5
H	Hp	2,06
R	-	1,54
N_1	-	14
N_2	-	22
K_1	-	0,78
K_2	-	1
H_r	Hp	3,13
H_r'	Hp	2,44 Aceptable
Número de cadena	-	40
p	plg	1/2
p	mm	12,7
D_1	mm	57,1
D_2	mm	89,20
V_c	pies/min	315
L	pasos	35
$C_{teórica}$	mm	106,73
$C_{teórica}$	pasos	8,404

Las dimensiones generales de la cadena número 40 seleccionada para la transmisión del molinete y del sinfín se muestra en el ANEXO 4.

3.7. Cálculo de tensiones producidas por las bandas y las cadenas sobre los ejes

3.7.1. Cálculo de tensiones y momentos en las poleas

La relación entre la tensión mayor T_A y la tensión T_B es:

$$\frac{T_A}{T_B} = e^{f\theta} \quad [25] \quad (3.137)$$

Donde f es el coeficiente de fricción cuyo valor es 0,4 para bandas de cuero [25]. Y θ es el ángulo de contacto en radianes.

La potencia transmitida en Hp es:

$$P = \frac{(T_A - T_B) * V_b}{33000} \quad [25] \quad (3.138)$$

Las tensiones T están en libras y la velocidad V_b está en pies por minuto.

Igualando las ecuaciones 3.137 y 3.138 se puede obtener la tensión T_A :

$$T_A = \frac{33000 * P * e^{f\theta}}{V_b * e^{f\theta} - V_b} \quad (3.139)$$

El valor de T_B es:

$$T_B = \frac{T_A}{e^{f\theta}} \quad (3.140)$$

Para un análisis más exacto se deberá encontrar las componentes de las tensiones.

Cálculo del torque:

El torque T producido por la polea sobre el eje es:

$$T = (T_A - T_B) * \frac{D}{2} \quad (3.141)$$

Siendo D el diámetro de la polea.

3.7.2. Cálculo de la fuerza en la cadena

La fuerza que produce la cadena sobre el eje es:

$$F_C = \frac{P * 33000}{V_c} \quad (3.142)$$

La fuerza F_C actúa en la dirección del lado tenso de la cadena. El torque T_C producido por la cadena sobre el eje es:

$$T_c = F_c * \frac{D}{2} \quad (3.143)$$

Siendo D el diámetro de la Catarina. También para F_c se debe encontrar sus componentes.

3.7.3. Cálculo de tensiones y momentos para el eje del picador

El eje del picador está diseñado de tal forma que pueda alojar en un extremo la polea para la transmisión del movimiento y en otro extremo el volante picador.



Figura 3.54 Montaje del eje para del picador

Diagrama de tensiones:

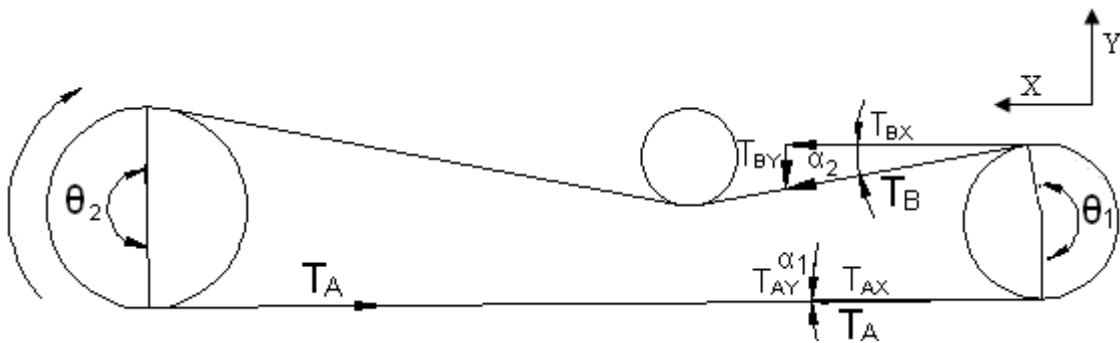


Figura 3.55 Diagrama de tensiones en las poleas del picador

Para obtener una adecuada transmisión de la potencia se colocó un tensor fijo. Con el aumento de este nuevo elemento se producen cambios en los ángulos de contacto.

Los ángulos de contacto son:

$$\theta_1 = 189^\circ \quad \theta_2 = 190^\circ$$

Los valores de α_1 y α_2 para obtener las componentes de las tensiones T_A y T_B son:

$$\alpha_1 = 1^\circ \text{ y } \alpha_2 = 10^\circ$$

Con el análisis del apartado 3.7.1 se obtuvieron los siguientes resultados:

$$T_A = 68,4 \text{ kgf} = 669,9 \text{ N}$$

$$T_B = 18,1 \text{ kgf} = 177,6 \text{ N}$$

$$T_{AX} = 68,4 \text{ kgf} \quad \leftarrow$$

$$T_{AY} = 1,2 \text{ kgf} \quad \downarrow$$

$$T_{BX} = 17,8 \text{ kgf} \quad \leftarrow$$

$$T_{BY} = 3,1 \text{ kgf} \quad \downarrow$$

La fuerza total que ejerce la polea en las direcciones X e Y son:

$$T_X = 86,2 \text{ kgf} \quad \leftarrow$$

$$T_Y = 4,3 \text{ kgf} \quad \downarrow$$

El torque T_P producido por la polea sobre el eje del picador, es:

$$T_P = 33 \text{ Nm}$$

3.7.4. Cálculo de tensiones, fuerzas y momentos para el eje intermedio

El eje intermedio está diseñado para alojar: la polea que transmite el movimiento al picador y la catarina que da movimiento al sinfín y al molinete. El cálculo de tensiones es similar al anterior.



Figura 3.56 Montaje del eje intermedio

Diagrama de tensiones:

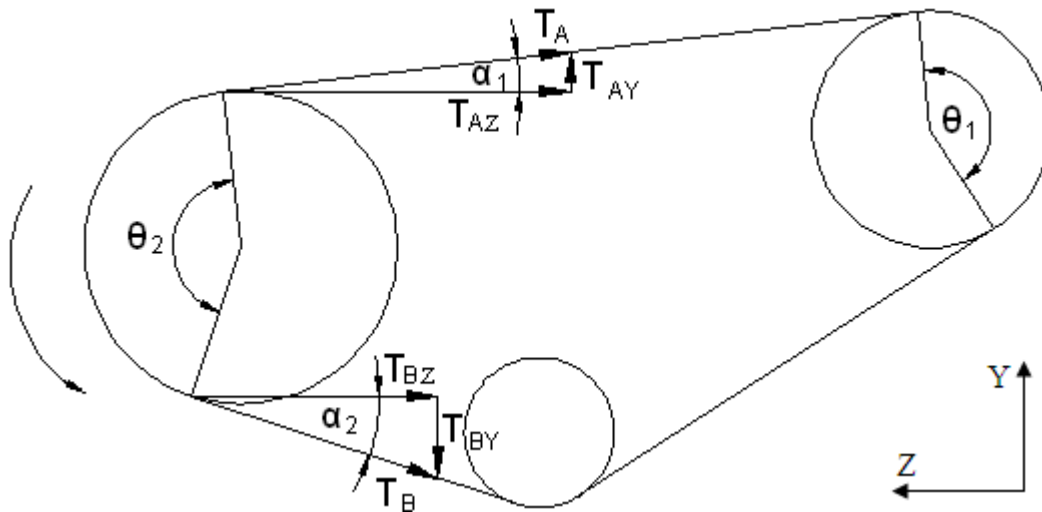


Figura 3.57 Diagrama de tensiones de las poleas del eje intermedio

3.7.4.1. Cálculo de tensiones de la transmisión por bandas

El ángulo de contacto θ_2 es 154° .

Los valores de α_1 y α_2 para obtener las componentes de las tensiones T_A y T_B son:

$$\alpha_1 = 7^\circ \quad \alpha_2 = 20^\circ$$

La potencia que debe transmitir es 4,6 Hp considerando la eficiencia de la transmisión por bandas 95% y la transmisión por engranajes helicoidales del reenvío angular 98%.

Con esta potencia se obtienen las tensiones y sus respectivas componentes:

$$T_A = 115,1 \text{ kgf} = 1128,3 \text{ N}$$

$$T_B = 39,3 \text{ kgf} = 385,1 \text{ N}$$

$$T_{AZ} = 114,2 \text{ kgf} \rightarrow$$

$$T_{AY} = 14,03 \text{ kgf} \uparrow$$

$$T_{BZ} = 36,9 \text{ kgf} \rightarrow$$

$$T_{BY} = 13,4 \text{ kgf} \downarrow$$

La fuerza total que ejerce la polea en las direcciones Z y Y son:

$$T_Z = 151,1 \text{ kgf} \rightarrow$$

$$T_Y = 0,6 \text{ kgf} \uparrow$$

Torque **T** producido por la polea:

$$T_{P1} = 61 \text{ Nm}$$

3.7.4.2. Cálculo de fuerzas en la transmisión por cadenas

Diagrama de fuerzas

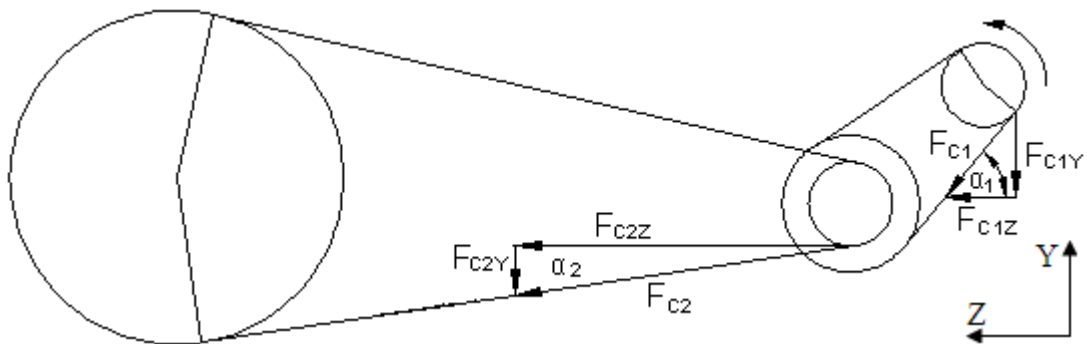


Figura 3.58 Diagrama de fuerzas en las cadenas

Fuerzas en la transmisión por cadena del molinete:

$$P = 1,1 \text{ Hp.}$$

$$F_{C2} = 79,7 \text{ kgf} = 781,3 \text{ N}$$

Fuerza en la transmisión por cadena del sinfín:

$$P = 1,4 \text{ Hp}$$

$$F_{C1} = 64,7 \text{ kgf} = 3634,4 \text{ N}$$

De la figura 3.58 se tiene: $\alpha_1 = 51^\circ$ $\alpha_2 = 8^\circ$

$$F_{C1Z} = 40,7 \text{ kgf} \leftarrow$$

$$F_{C1Y} = 50,3 \text{ kgf} \downarrow$$

$$F_{C2Z} = 78,9 \text{ kgf} \leftarrow$$

$$F_{C2Y} = 11,1 \text{ kgf} \downarrow$$

Fuerza total que ejercen las cadenas sobre el eje en las direcciones Z e Y:

$$F_{CZ} = 119,6 \text{ kgf} = 1172,1 \text{ N} \quad \leftarrow$$

$$F_{CY} = 61,4 \text{ kgf} = 601,7 \text{ N} \quad \downarrow$$

Torque total producido por las cadenas del molinete y el sinfín:

$$T_c = 18,1 \text{ Nm}$$

3.7.5. Cálculo de tensiones y momentos para el eje de la polea manivela

Este eje contiene la polea manivela la cual es parte del mecanismo biela oscilador.



Figura 3.59 Montaje del eje de la polea manivela

Diagrama de tensiones en la polea manivela:

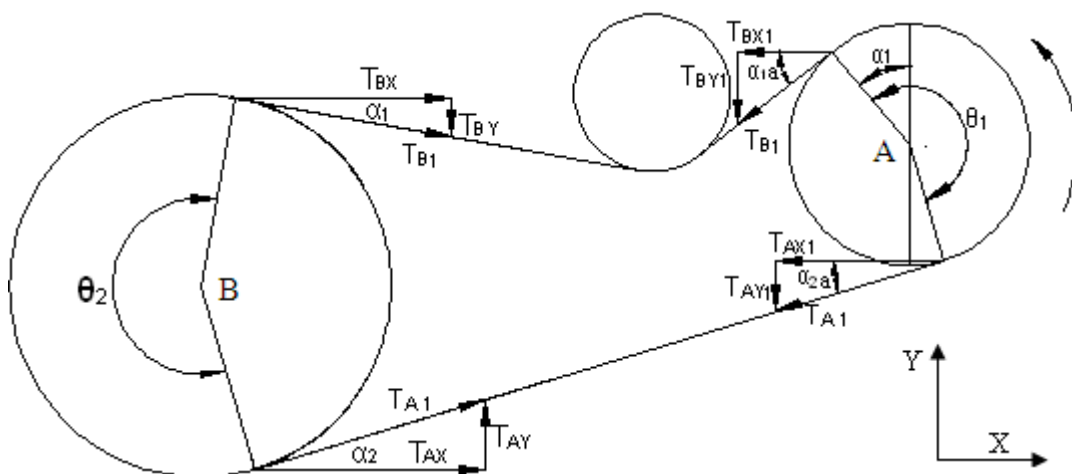


Figura 3.60 Diagrama de tensiones producidas por las bandas de la polea manivela

Los ángulos de contacto son:

$$\theta_1 = 203^\circ$$

$$\theta_2 = 208^\circ$$

La potencia para el cálculo de las tensiones en la polea manivela es $P = 5,3 \text{ Hp}$.

Los valores de α_1 y α_2 para obtener las componentes de las tensiones T_A y T_B son:

$$\alpha_1 = 11^\circ$$

$$\alpha_2 = 18^\circ$$

Las tensiones y sus componentes son:

$$T_A = 149,7 \text{ kgf} = 1466,7 \text{ N}$$

$$T_B = 36,3 \text{ kgf} = 356,1 \text{ N}$$

$$T_{AX} = 142,4 \text{ kgf} \rightarrow$$

$$T_{AY} = 46,2 \text{ kgf} \uparrow$$

$$T_{BX} = 35,7 \text{ kgf} \rightarrow$$

$$T_{BY} = 6,9 \text{ kgf} \downarrow$$

La fuerza total que ejerce la polea en la direcciones X e Y es:

$$T_X = 178,1 \text{ kgf} \rightarrow$$

$$T_Y = 39 \text{ kgf} \uparrow$$

El torque T producido sobre el eje es:

$$T = 111 \text{ Nm}$$

3.7.6. Cálculo de tensiones y momentos para el eje de entrada.

El eje de entrada aloja la polea que trasmite el movimiento al sistema de corte. Además se acopla a un eje cardánico para transmitir el movimiento a la máquina a través del tdf.



Figura 3.61 Montaje del eje de entrada.

Para el análisis del eje de entrada se utiliza la figura 3.60, donde solo varían los ángulos α_1 y α_2 para hallar las componentes de las tensiones T_A y T_B .

$$T_A = 149,7 \text{ kgf} = 1466,7 \text{ N}$$

$$T_B = 36,3 \text{ kgf} = 356,1 \text{ N}$$

Entonces con $\alpha_1 = 40^\circ$ y $\alpha_2 = 18^\circ$ las componentes de T_A y T_B son:

$$T_{AX} = 142,4 \text{ kgf} \quad \leftarrow$$

$$T_{AY} = 46,2 \text{ kgf} \quad \downarrow$$

$$T_{BX} = 27,8 \text{ kgf} \quad \leftarrow$$

$$T_{BY} = 23,4 \text{ kgf} \quad \downarrow$$

La fuerza total que ejerce la polea en las direcciones X e Y es:

$$F_X = 170,2 \text{ kgf} \quad \leftarrow$$

$$F_Y = 69,6 \text{ kgf} \quad \downarrow$$

El torque T producido por la polea sobre el eje es:

$$T_{P2} = 69,8 \text{ Nm}$$

3.7.7. Cálculo de fuerzas y momentos para el eje del molinete

En la figura 3.58 se observa que las fuerzas que actúan sobre el eje del molinete son:

$$F_{C2} = 79,7 \text{ kgf} = 781,3 \text{ N}$$

$$F_{C2Z} = 78,9 \text{ kgf} \quad \rightarrow$$

$$F_{C2Y} = 11,1 \text{ kgf} \quad \uparrow$$

Torque producido por la cadena:

$$T_c = 78,1 \text{ Nm}$$

3.7.8. Cálculo de fuerzas y momentos para el eje del sinfín

De la figura 3.58 las fuerzas que actúan sobre el eje del sinfín son:

Fuerza ejercida por la cadena del molinete:

$$F_{C2} = 79,7 \text{ kgf} = 781,3 \text{ N}$$

$$F_{C2Z} = 78,9 \text{ kgf} \quad \leftarrow$$

$$F_{C2Y} = 11,1 \text{ kgf} \quad \downarrow$$

Fuerza ejercida por la cadena del sinfín:

$$F_{C1} = 64,7 \text{ kgf} = 3634,4 \text{ N}$$

$$F_{C1Z} = 40,7 \text{ kgf} \quad \rightarrow$$

$$F_{C1Y} = 50,3 \text{ kgf} \quad \uparrow$$

Fuerza total que ejercen las cadenas sobre el eje en las direcciones Z e Y:

$$F_{CZ} = 38,2 \text{ kgf} \quad \leftarrow$$

$$F_{CY} = 39,2 \text{ kgf} \quad \uparrow$$

El torque T producido sobre el eje es:

$$T = 27,4 \text{ Nm}$$

3.8. Diseño de ejes

Los valores equivalentes de los esfuerzos medio y alternante se obtuvieron con la teoría de Von Mises y el factor de seguridad con la línea de Goodman modificada.

Los distintos ejes analizados en esta sección están sometidos a esfuerzos de flexión y torsión y su análisis a fatiga se describe a continuación:

Esfuerzo a flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * M_{polea}}{\pi * d^3} \quad [25] \quad (3.144)$$

Donde **M** es el momento flector máximo obtenido de los diagramas de momento y **d** es el diámetro del eje en la sección de interés.

Esfuerzo a torsión:

$$\tau_a = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad [25] \quad (3.145)$$

Donde T es el torque máximo y se halla con la siguiente ecuación:

$$P = T * \omega \quad [25] \quad (3.146)$$

Siendo P la potencia y ω la velocidad angular del eje.

El esfuerzo a flexión que se produce en el eje es completamente alternante y el esfuerzo a torsión es repetido, por lo tanto se tiene que:

$$\sigma_m = 0 \quad [25] \quad (3.147)$$

$$\tau_a = \tau_m \quad [25] \quad (3.148)$$

El esfuerzo de Von Mises en el caso de flexión y torsión combinados, es:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - 3 \tau_{xy}^2)^{1/2} \quad [25] \quad (3.149)$$

Entonces los esfuerzos equivalentes medio y alternante son:

$$\sigma_m' = (\sigma_m^2 - 3 \tau_m^2)^{1/2} \quad (3.150)$$

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 - 3 \tau_a^2)^{1/2} \quad (3.151)$$

Se emplea la ecuación 3.21 para hallar el factor de seguridad.

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga fueron analizados en el apartado 3.1.5.2.3.

3.8.1. Eje del picador

3.8.1.1. Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad

Diagrama de cuerpo libre DCL del eje del picador

El DCL del picador muestra las diferentes fuerzas y momentos que actúan sobre el eje. Las tensiones producidas por la banda han sido calculadas en apartado 3.7.3.

Datos:

W_v = peso del volante picador = 20 kgf.

F_P = fuerza para picar el forraje = 83,2 kgf

R_{CX} , R_{CY} = reacciones debido al rodamiento C.

R_{EX} , R_{EY} = reacciones debido al rodamiento E.

T_X , = tensión que ejerce la polea en la dirección X = 86,2 kgf

T_Y = tensión que ejerce la polea en la dirección Y = 4,3 kgf

W_p = peso de la polea = 2,3 kgf

T_E = torque de entrada

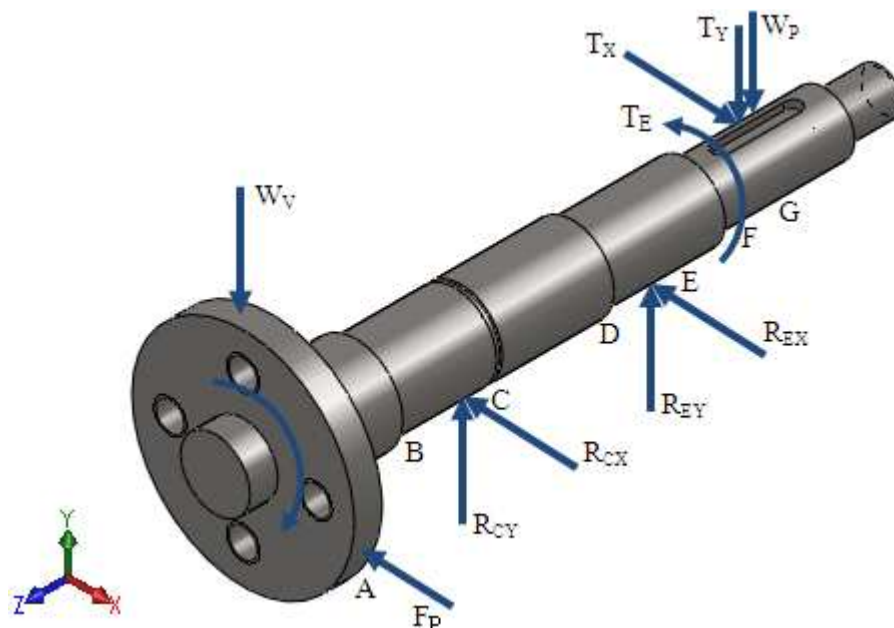


Figura 3.62 DCL del eje del picador

Diagrama de fuerzas en el plano YZ

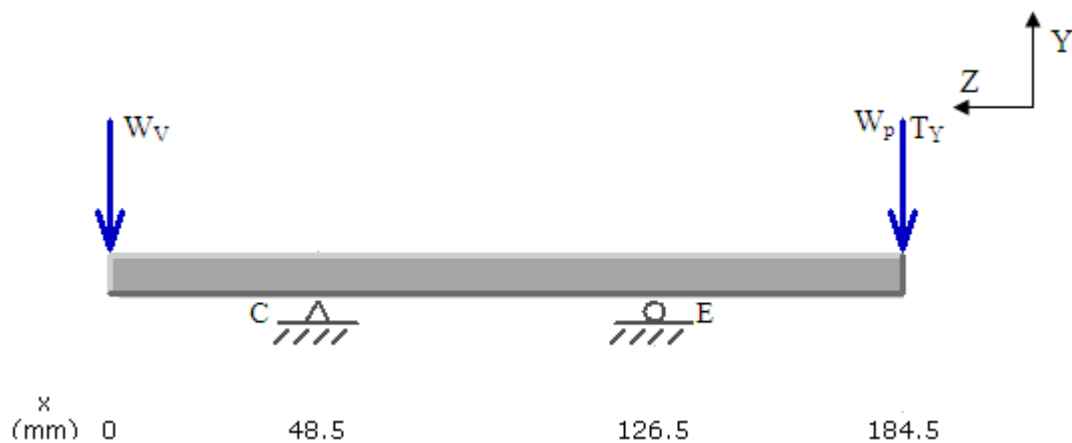


Figura 3.63 DCL del eje del picador en el plano YZ

Diagrama de cortante (N)

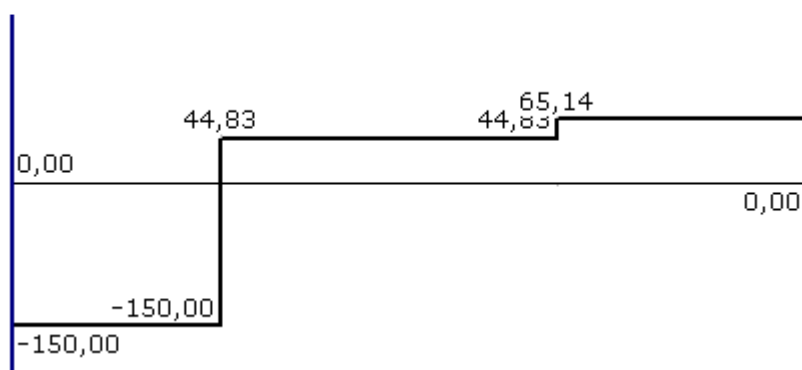


Figura 3.64 Diagrama de cortante en el plano YZ

Diagrama de momento (Nm)

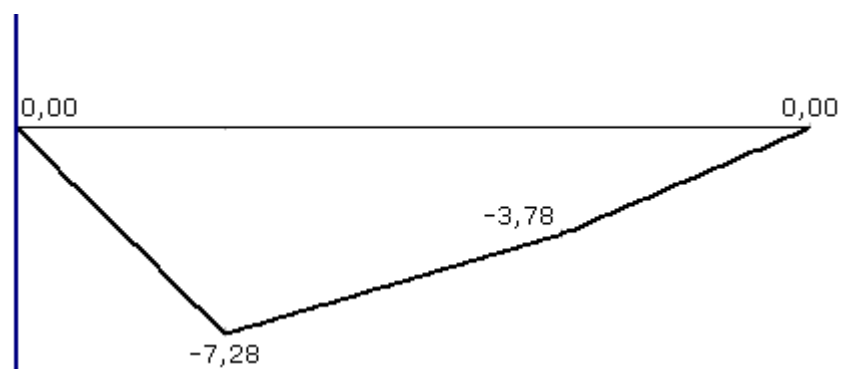


Figura 3.65 Diagrama de momento en el plano YZ

Diagrama de fuerzas en el plano XZ

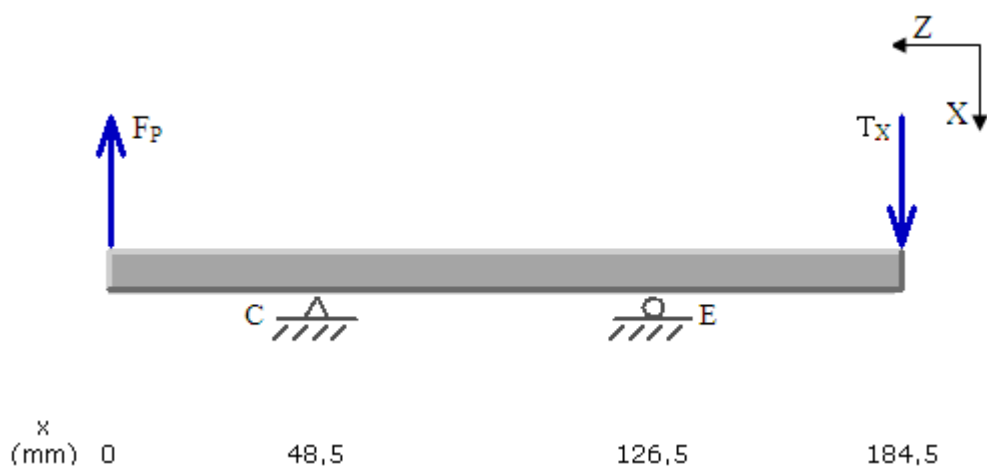


Figura 3.66 DCL del eje del picador en el plano XZ

Diagrama de cortante (N)

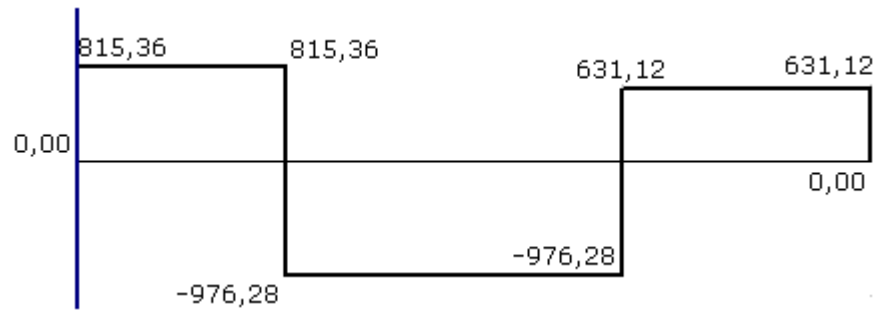


Figura 3.67 Diagrama de cortante en el plano XZ

Diagrama de momento (Nm)

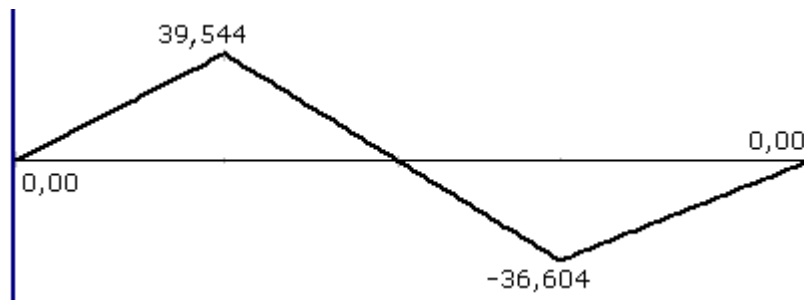


Figura 3.68 Diagrama de momento en el plano XZ

Las reacciones en los planos YZ y XZ son:

$$R_{CX} = 1791,64 \text{ N} \downarrow$$

$$R_{CY} = 194,83 \text{ N} \uparrow$$

$$R_{EX} = 1607,40 \text{ N} \uparrow$$

$$R_{EY} = 20,31 \text{ N} \uparrow$$

Cálculo del factor de seguridad

Para el diseño del eje se utilizó un acero AISI 4340 laminado en caliente cuyas propiedades fueron expuestas anteriormente.

El punto crítico se localiza en el cambio de sección **F**, el factor de seguridad obtenido es:

Tabla 3.20 RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE DEL PICADOR

RESULTADOS		
Variables	Unidad	Resultados
M_{YZ}	Nm	1,6
M_{XZ}	Nm	15,4
M_T	Nm	15,58
M_T	Kgf-cm	159
d	cm	2,2
σ_a	kgf/cm ²	152,10
σ_m	kgf/cm ²	0
T	N-m	33,2
τ_a	kgf/cm ²	162,03
τ_m	kgf/cm ²	162,03
σ_a'	kgf/cm ²	319,21
σ_m'	kgf/cm ²	280,64
Se'	kgf/cm ²	4498,87
Factores que modifican la resistencia a la fatiga		
Factores	Unidad	Valor
k_a	-	0,887
k_b	-	0,891
k_c	-	1
k_d	-	1
q	-	0,75
k_t	-	2,55
k_f	-	2,16
k_e	-	0,462
Limite de resistencia a la fatiga		
Se	kgf/cm ²	1644,1
Factor de seguridad		
n	-	4,4 Aceptable!

3.8.2. Eje intermedio

3.8.2.1. Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad

Datos

T_C = torque producido por las cadenas de transmisión

F_{CZ} , F_{CY} = 119,6 kgf y 61,4 kgf respectivamente.

W_C = peso de la catarina = 0,5 kgf

R_{CZ} , R_{CY} = reacciones debido al rodamiento C.

$T_Z, T_Y = 151,1 \text{ kgf}$ y $0,6 \text{ kgf}$ respectivamente.

W_p = peso de la polea = $3,5 \text{ kgf}$

T_p = torque producido por la polea

R_{HZ}, R_{HY} = reacciones debido al rodamiento H.

T_E = torque de entrada

DCL del eje intermedio:

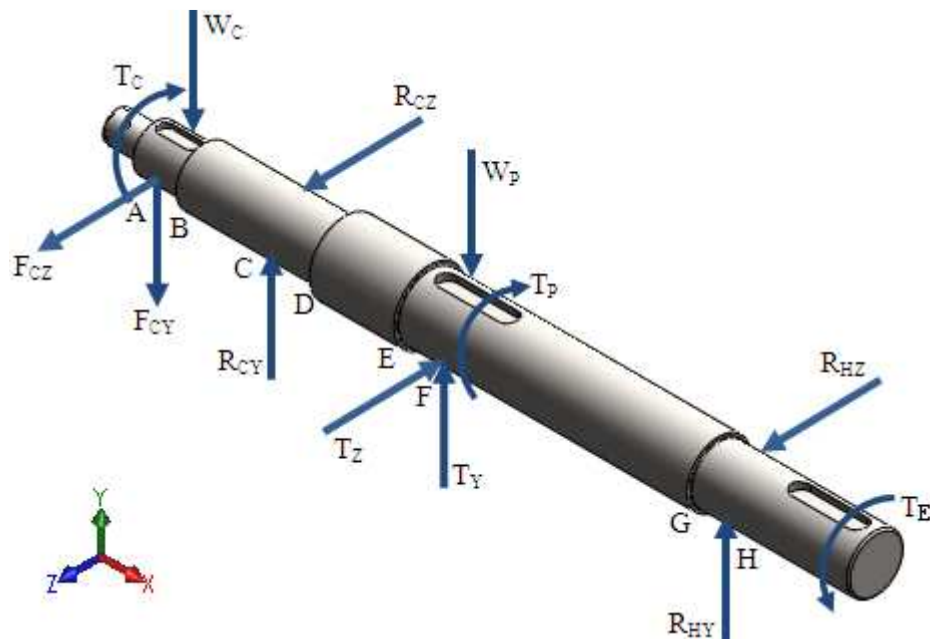


Figura 3.69 DCL del eje intermedio

Diagrama de fuerzas en el plano XY

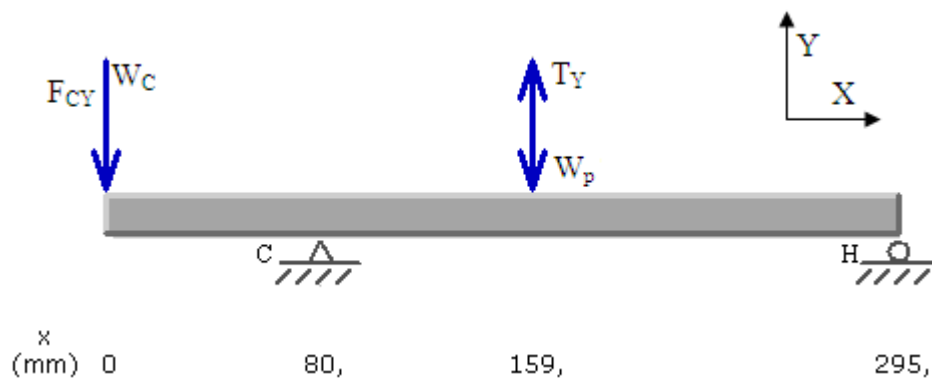


Figura 3.70 DCL del eje intermedio en el plano XY

Diagrama de cortante (N)

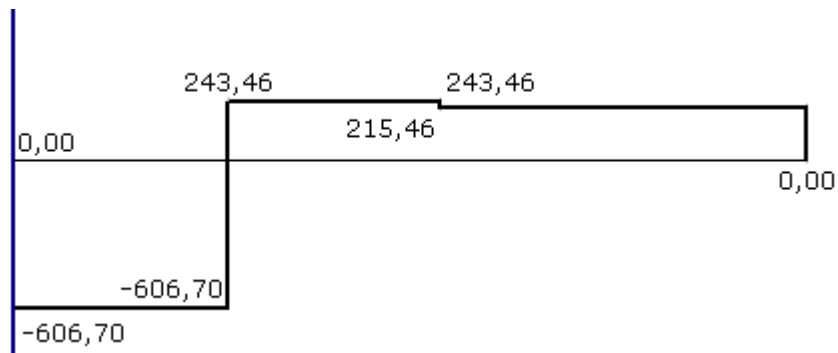


Figura 3.71 Diagrama de cortante en el plano XY

Diagrama de momento (Nm)

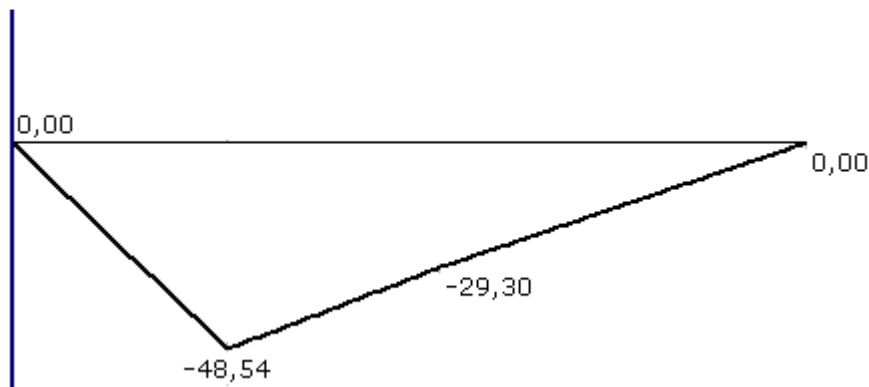


Figura 3.72 Diagrama de momento en el plano XY

Diagrama de fuerzas en el plano XZ

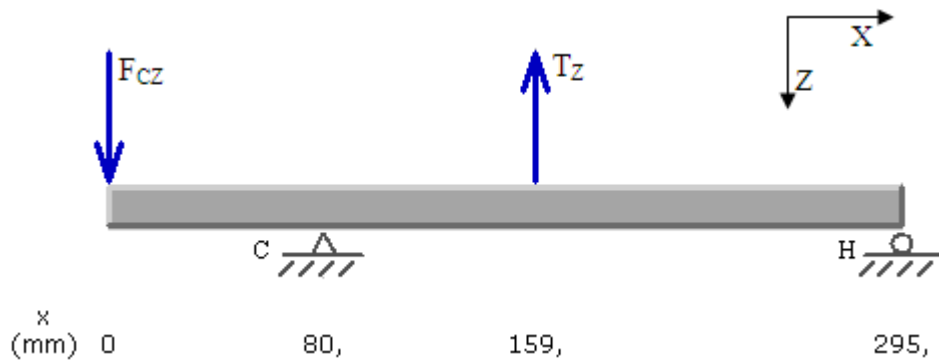


Figura 3.73 DCL del eje intermedio en el plano XZ

Diagrama de cortante (N)

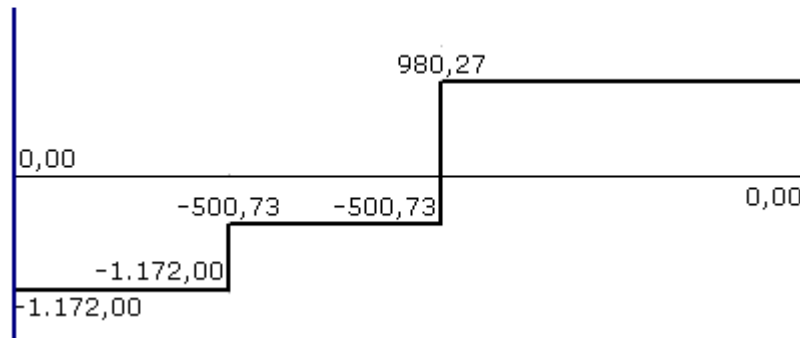


Figura 3.74 Diagrama de cortante en el plano XZ

Diagrama de momento (Nm)

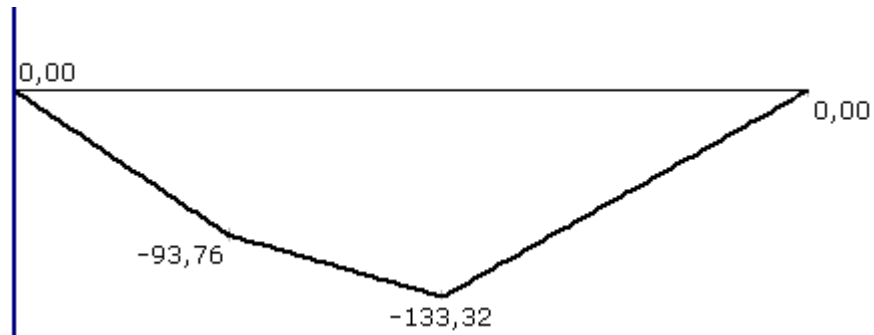


Figura 3.75 Diagrama de momento en el plano XZ

Las reacciones en los planos XY y XZ son:

$$R_{CY} = 850,2 \text{ N} \quad \uparrow$$

$$R_{CZ} = 671,3 \text{ N} \quad \uparrow$$

$$R_{HY} = 215,5 \text{ N} \quad \downarrow$$

$$R_{HZ} = 980,3 \text{ N} \quad \downarrow$$

Cálculo del factor de seguridad

Para el diseño del eje se utilizó un acero AISI 4340, cuyas propiedades ya han sido indicadas.

El punto más crítico se localiza en el cambio de sección **B**, el factor de seguridad es:

Tabla 3.21 RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE INTERMEDIO

RESULTADOS		
Variables	Unidad	Resultados
M_{YZ}	Nm	7,8
M_{XZ}	Nm	15,2
M_T	Nm	17,1
M_T	Kgf-cm	174,3
d	cm	2,4
σ_a	kgf/cm ²	128,41
σ_m	kgf/cm ²	0
T	N-m	78,8
τ_a	kgf/cm ²	296,15
τ_m	kgf/cm ²	296,15
σ_a'	kgf/cm ²	528,8
σ_m'	kgf/cm ²	512,96
Se'	kgf/cm ²	4498,87
Factores que modifican la resistencia a la fatiga		
Factores		Valor
k_a	-	0,887
k_b	-	0,874
k_c	-	1
k_d	-	1
q	-	0,75
k_t	-	2,6
k_f	-	2,2
k_e	-	0,454
Limite de resistencia a la fatiga		
Se	kgf/cm ²	1584,8
Factor de seguridad		
n	-	2,6 Aceptable!

3.8.3. Eje de la polea manivela

3.8.3.1. Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad

Datos:

F_{CX} , F_{CY} = componentes de la fuerza de corte que actúan sobre el eje.

T_P = torque producido por la polea

T_E = torque a la entrada del eje

T_X , T_Y = fuerza que ejerce la polea en la dirección X y Y respectivamente

W_p = peso de la polea = 8,1 kgf

R_{CX} , R_{CY} = reacciones debido al rodamiento C.

R_{FX} , R_{FY} = reacciones debido al rodamiento F.

DCL del eje de la polea manivela:

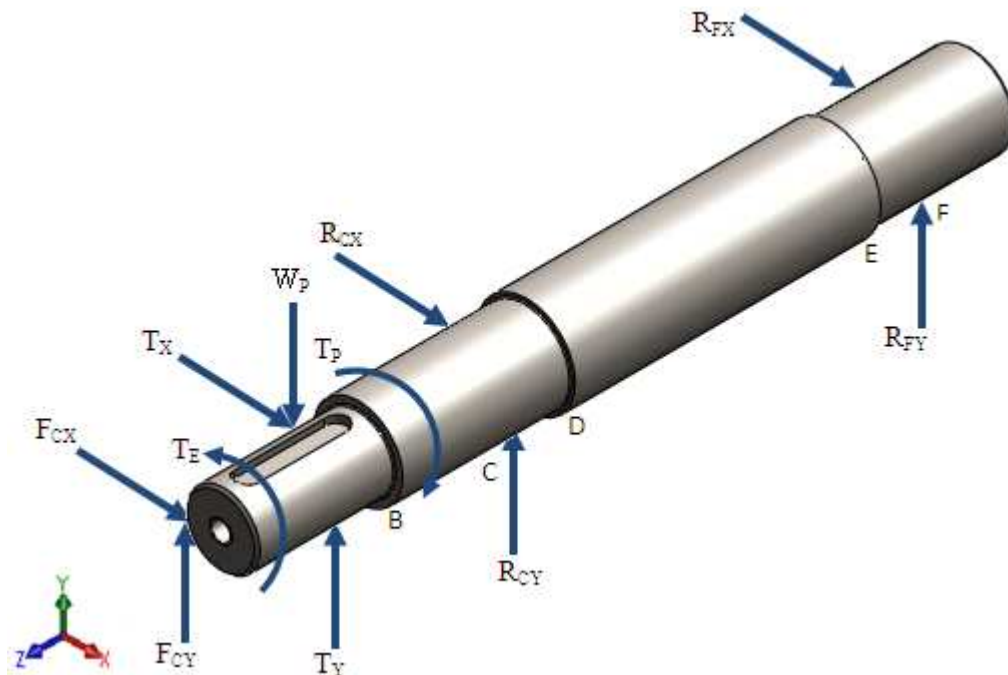


Figura 3.76 Diagrama de cuerpo libre del eje de la polea manivela

Diagrama de fuerzas en el plano YZ

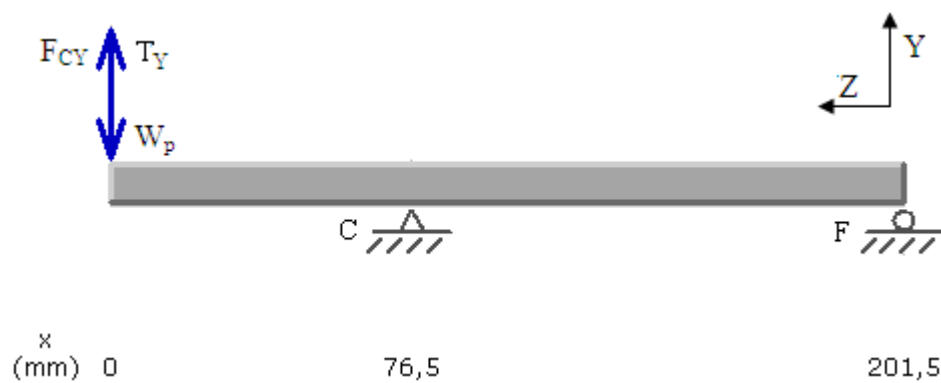


Figura 3.77 DCL del eje de la polea manivela para el plano YZ

Diagrama de cortante (N)

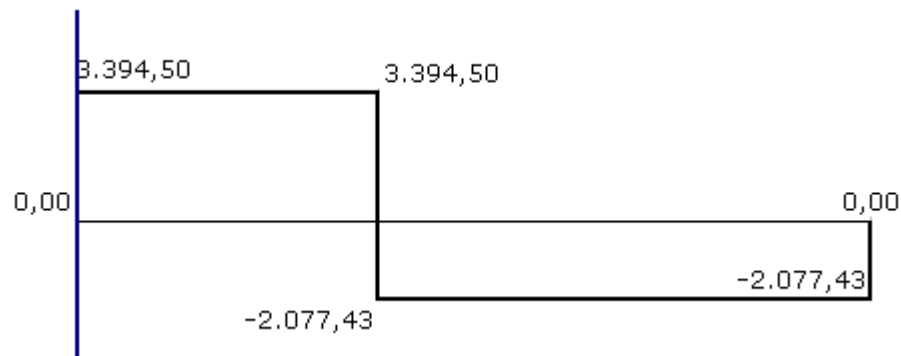


Figura 3.78 Diagrama de cortante para el plano YZ

Diagrama de momento (Nm)

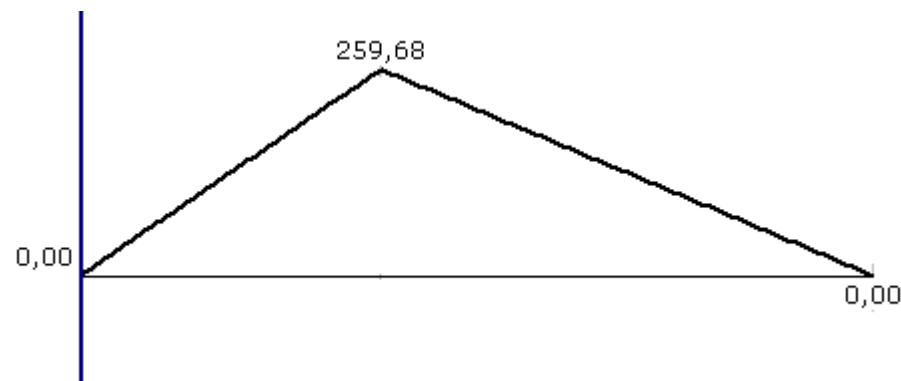


Figura 3.79 Diagrama de momento para el plano YZ

Diagrama de fuerzas en el plano XZ

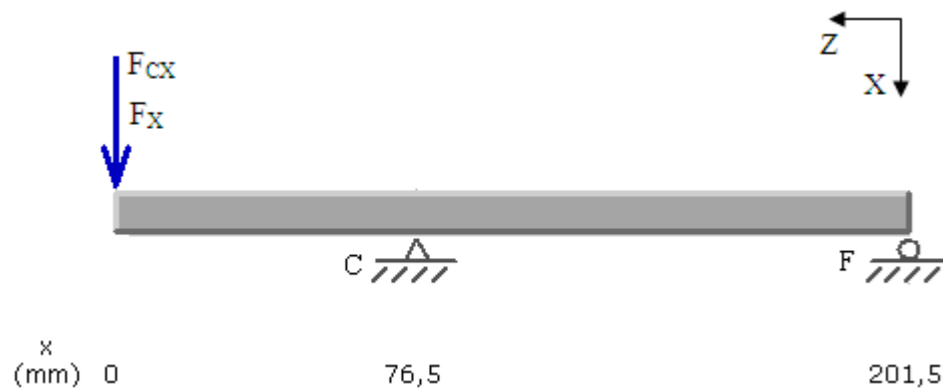


Figura 3.80 DCL del eje de la polea manivela para el plano XZ

Diagrama de cortante (N)

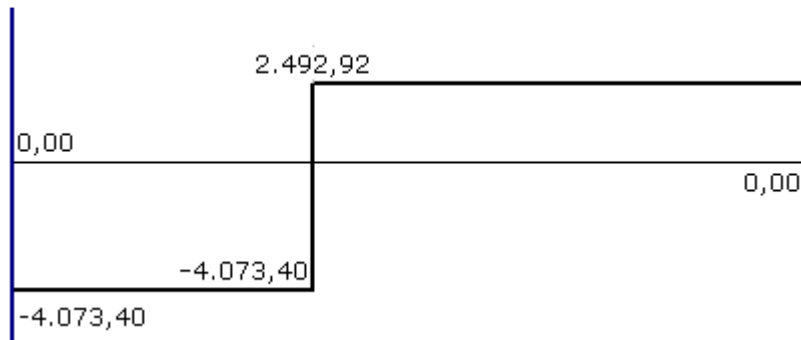


Figura 3.81 Diagrama de cortante para el plano XZ

Diagrama de momento (Nm)

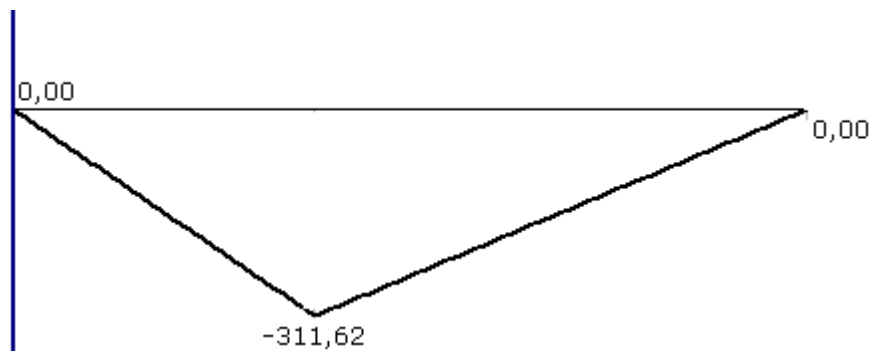


Figura 3.82 Diagrama de momento para el plano XZ

Las reacciones obtenidas en los puntos C y F son:

$$R_{CY} = 5471,93 \text{ N} \downarrow$$

$$R_{CX} = 6566,48 \text{ N} \uparrow$$

$$R_{FY} = 2077,43 \text{ N} \uparrow$$

$$R_{FX} = 2492,98 \text{ N} \downarrow$$

Cálculo del factor de seguridad

Para el diseño de este eje se utilizó un acero 4340. El punto crítico de análisis es B y su factor de seguridad es:

Tabla 3.22 RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE DE LA POLEA MANIVELA

RESULTADOS		
Variables	Unidad	Resultados
M_{XZ}	Nm	97,6
M_{YZ}	Nm	81,4
M_T	Nm	127,1
M_T	Kgf-cm	1296,8
d	cm	2,6
σ_a	kgf/cm ²	751,6
σ_m	kgf/cm ²	0
T	N-m	111
τ_a	kgf/cm ²	164,2
τ_m	kgf/cm ²	164,2
σ_a'	kgf/cm ²	803,5
σ_m'	kgf/cm ²	284,3
Se'	kgf/cm ²	4498,87
Factores que modifican la resistencia a la fatiga		
Factores		Valor
k_a	-	0,89
k_b	-	0,875
k_c	-	1
k_d	-	1
q	-	0,7
k_t	-	2,45
k_f	-	2,08
k_e	-	0,48
Limite de resistencia a la fatiga		
Se	kgf/cm ²	1673,1
Factor de seguridad		
n	-	1,95 Aceptable!

3.8.4. Eje de entrada

3.8.4.1. Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad

Datos:

T_1 = torque a la entrada del eje

R_{BX} , R_{BY} = reacciones debido al rodamiento

F_X , F_Y = fuerza que ejerce la polea en la dirección X y Y respectivamente

T_2 = torque producido por la polea sobre el eje

W_p = peso de la polea = 4,1 kg

R_{GX} , R_{GY} = reacciones debido al rodamiento

T_3 = torque a la salida del eje

El torque T_3 es la suma de los torques producidos por los elementos conectados al eje de mediante un reenvío angular. Estos son los producidos por las cadenas y las bandas:

$$T_3 = T_c + T_{p1} \quad (3.152)$$

$$T_3 = 78,8 \text{ Nm}$$

DCL del eje de entrada:

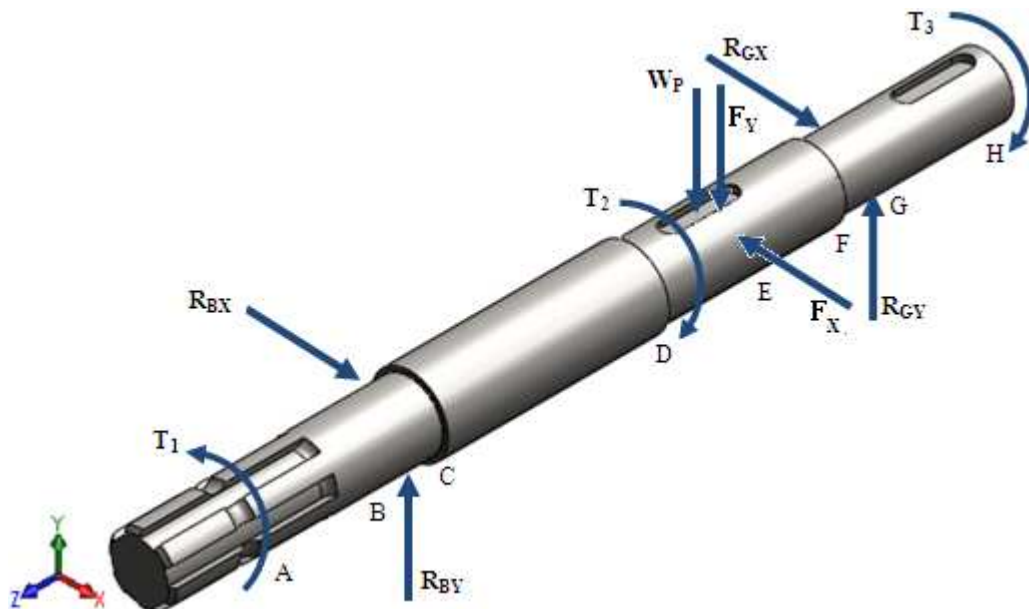


Figura 3.83 DCL del eje de entrada

Diagrama de fuerzas en el plano YZ

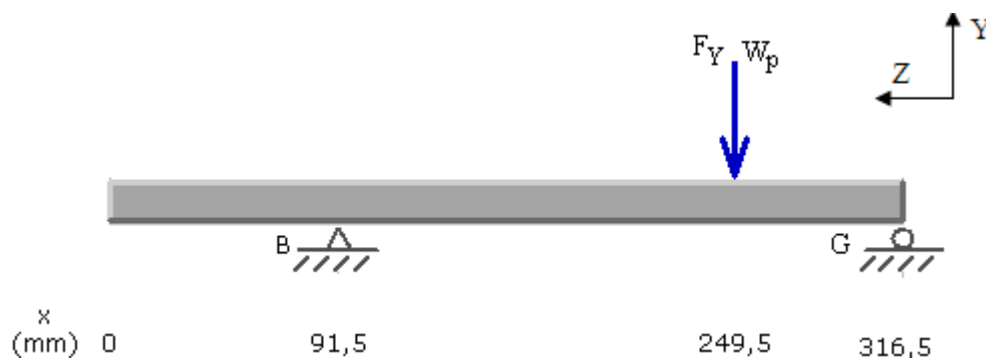


Figura 3.84 DCL del eje de entrada para el plano YZ

Diagrama de cortante (N):

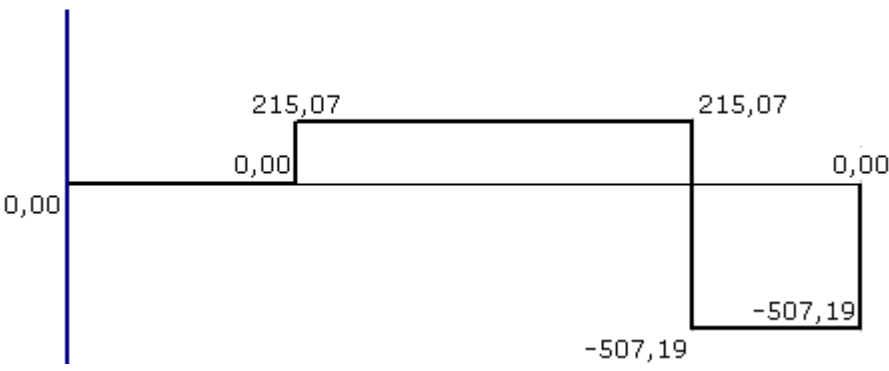


Figura 3.85 Diagrama de cortante para el plano YZ

Diagrama de momento (Nm)

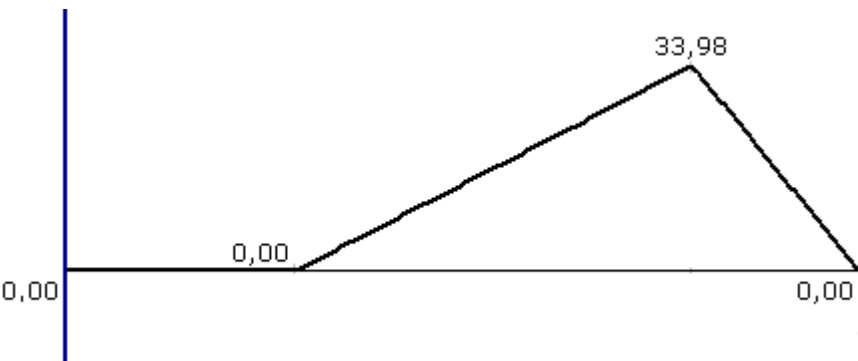


Figura 3.86 Diagrama de momento para el plano YZ

Diagrama de fuerzas en el plano XZ

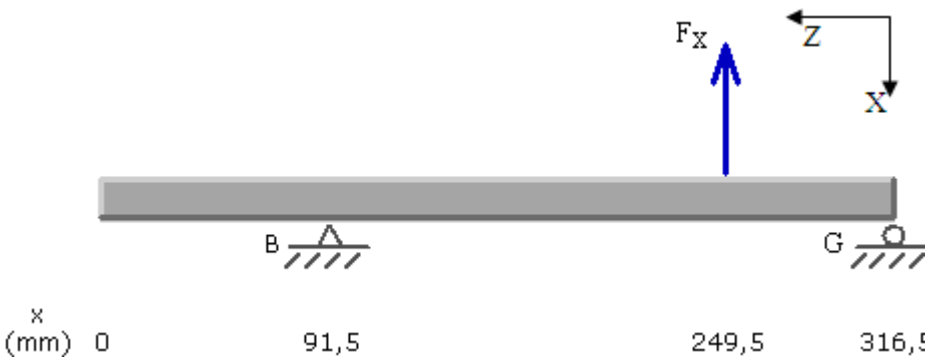


Figura 3.87 DCL del eje de entrada para el plano XZ

Diagrama de cortante (N)

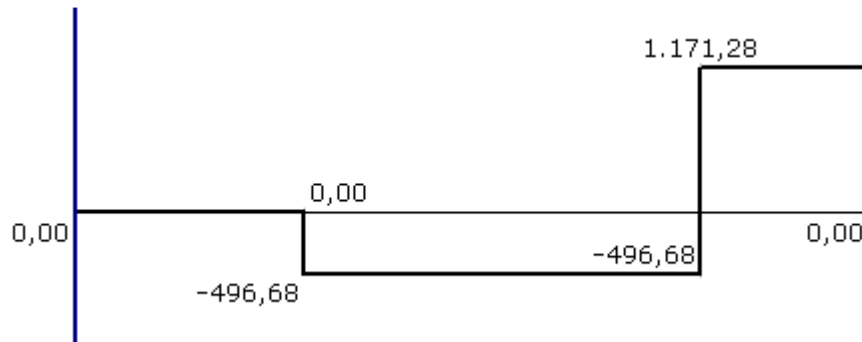


Figura 3.88 Diagrama de cortante para el plano XZ

Diagrama de momento (Nm)

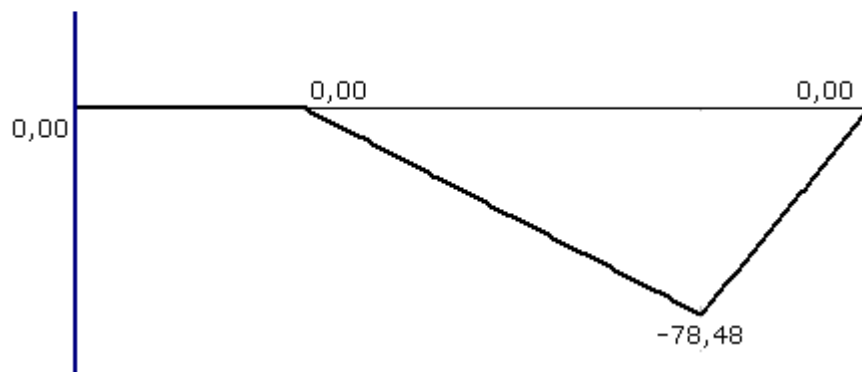


Figura 3.89 Diagrama de momento para el plano XZ

Las reacciones obtenidas en los puntos B y G son:

$$R_{BY} = 215,07 \text{ N} \quad \uparrow$$

$$R_{GY} = 507,15 \text{ N} \quad \uparrow$$

$$R_{BX} = 496,68 \text{ N} \quad \downarrow$$

$$R_{GX} = 1171,28 \text{ N} \quad \downarrow$$

Cálculo del factor de seguridad

El material del eje es un acero AISI 4340, y su punto crítico es el cambio de sección F, para este punto el factor de seguridad es:

Tabla 3.23 RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE DE ENTRADA

CÁLCULOS		
Variables	Unidad	Resultados
M_{XZ}	Nm	9,96
M_{YZ}	Nm	4,3
M_T	Nm	10,85
M_T	Kgf-cm	110,7
d	cm	3,175
σ_a	kgf/cm ²	35,2
σ_m	kgf/cm ²	0
T_2	N-m	69,9
T_3	N-m	78,8
T_T	N-m	148,6
τ_a	kgf/cm ²	241,4
τ_m	kgf/cm ²	241,4
σ_a'	kgf/cm ²	419,7
σ_m'	kgf/cm ²	418,2
Se'	kgf/cm ²	4498,87
Factores que modifican la resistencia a la fatiga		
Factores		Valor
k_a	-	0,88
k_b	-	0,857
k_c	-	1
k_d	-	1
q	-	0,75
k_t	-	2,4
k_f	-	2,05
k_e	-	0,48
Limite de resistencia a la fatiga		
Se	kgf/cm ²	1390,02
Factor de seguridad		
n	-	3,3 Aceptable!

3.8.5. Eje del molinete

3.8.5.1. Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad

Datos:

W_M = peso del molinete = 20 kgf

W_C = peso de la catarina = 3,5 kgf

F_{CZ} = 78,9 kgf

$$F_{CY} = 11,1 \text{ kgf}$$

DCL del eje del molinete:

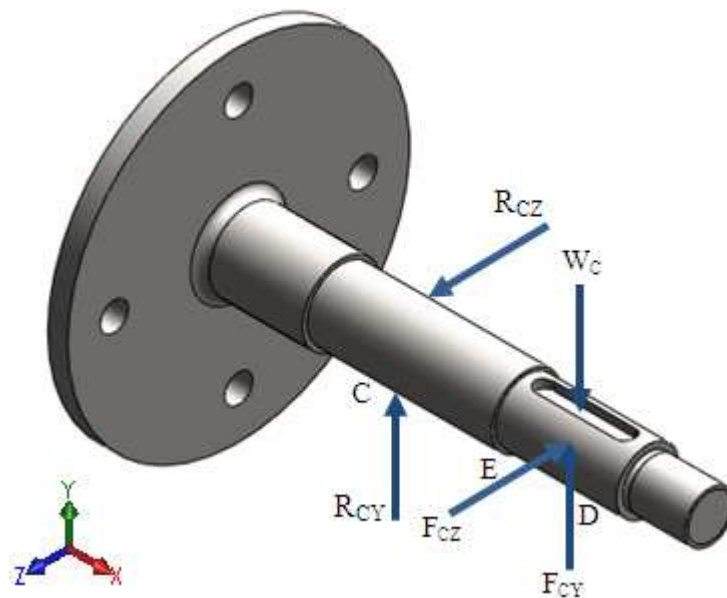


Figura 3.90 DCL del eje del molinete.

Diagrama de fuerzas para el plano XY

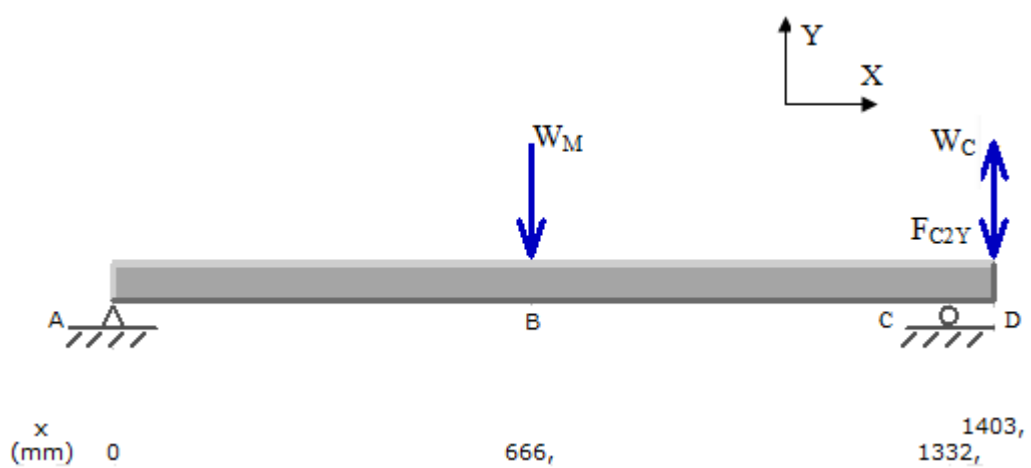


Figura 3.91 DCL del eje del molinete en el plano XY

Diagrama de cortante (N)

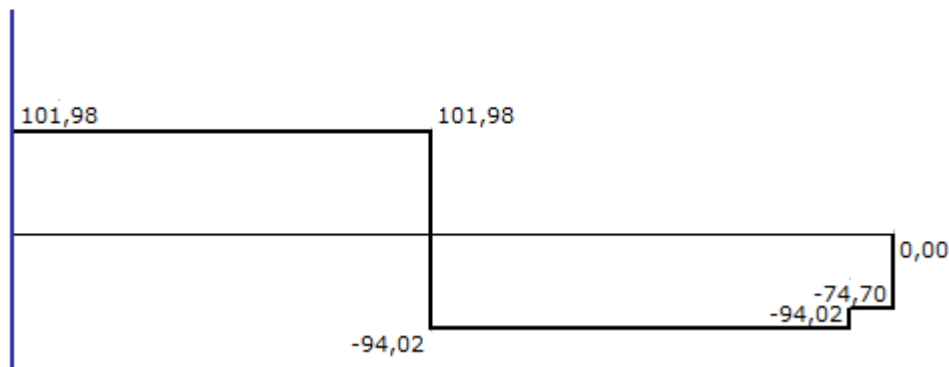


Figura 3.92 Diagrama de cortante para el plano XY

Diagrama de momento (Nm)

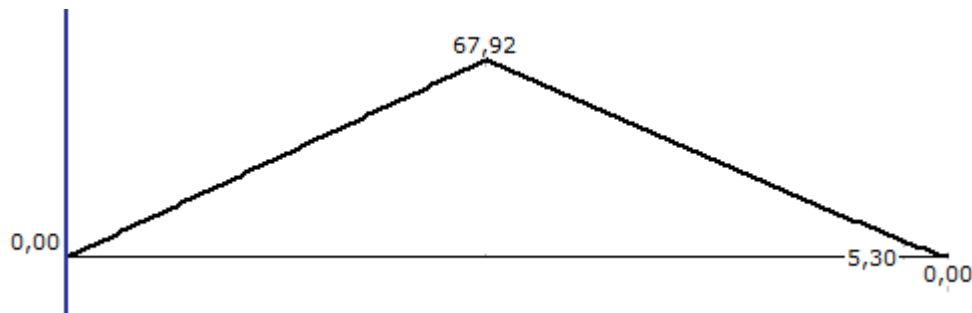


Figura 3.93 Diagrama de momento para el plano XY

Diagrama de fuerzas para el plano XZ



Figura 3.94 DCL del eje del molinete en el plano XZ

Diagrama de cortante (N)

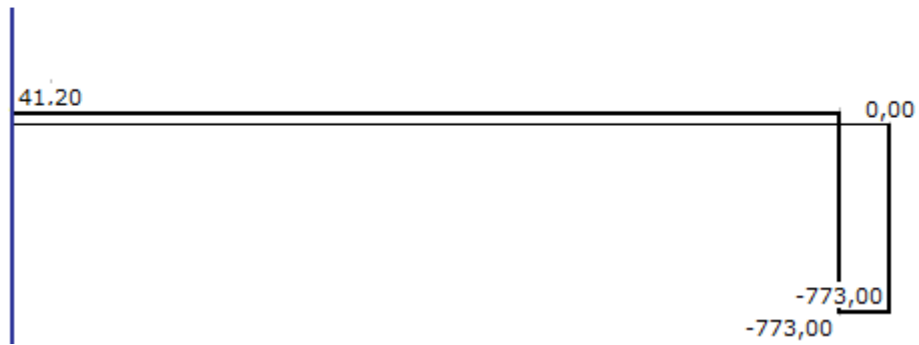


Figura 3.95 Diagrama de cortante para el plano XZ

Diagrama de momento (Nm)

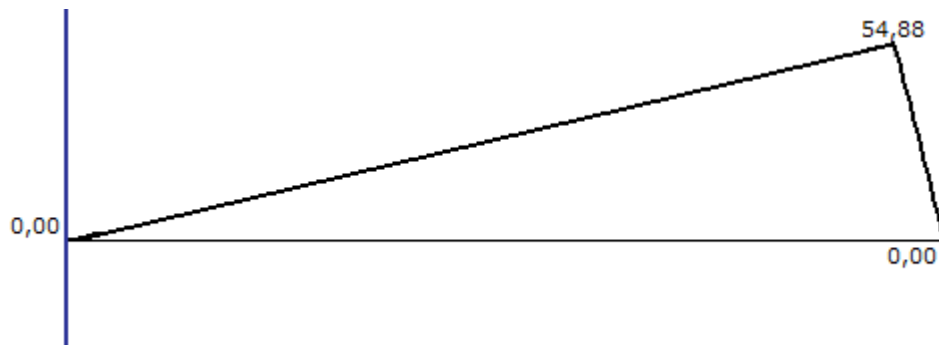


Figura 3.96 Diagrama de momento para el plano XZ

Las reacciones obtenidas en los puntos A y C son:

$$R_{AY} = 101,98 \text{ N} \uparrow$$

$$R_{CY} = 19,32 \text{ N} \uparrow$$

$$R_{AZ} = 41,20 \text{ N} \uparrow$$

$$R_{CZ} = 814,20 \text{ N} \downarrow$$

Cálculo del factor de seguridad

El material del eje es un acero AISI 4340, y su punto crítico es el cambio de sección E, para este punto el factor de seguridad es:

Tabla 3.24 RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD PARA EL EJE DEL MOLINETE

CÁLCULOS		
Variables	Unidad	Resultados
M_{XY}	Nm	1,42
M_{XZ}	Nm	14,7
M_T	Nm	14,7
M_T	Kgf-cm	150,6
d	cm	2,6
σ_a	kgf/cm ²	191,8
σ_m	kgf/cm ²	0
T	N-m	76,6
τ_a	kgf/cm ²	248,8
τ_m	kgf/cm ²	248,8
σ_a'	kgf/cm ²	471,7
σ_m'	kgf/cm ²	430,9
Se'	kgf/cm ²	4498,87
Factores que modifican la resistencia a la fatiga		
Factores		Valor
k_a	-	0,88
k_b	-	0,899
k_c	-	1
k_d	-	1
q	-	0,75
k_t	-	1,9
k_f	-	1,675
k_e	-	0,597
Limite de resistencia a la fatiga		
Se	kgf/cm ²	1929,9
Factor de seguridad		
n	-	3,4 Aceptable!

3.8.6. Eje del sinfín

3.8.6.1 Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad

Datos:

$W_{\text{sinfín}}$ = peso del sinfín = 10 kgf

W_C = peso de la catarina = 1,5 kgf

F_{CZ} = 119,6 kgf

F_{CY} = 61,4 kgf

DCL del eje del sinfín:

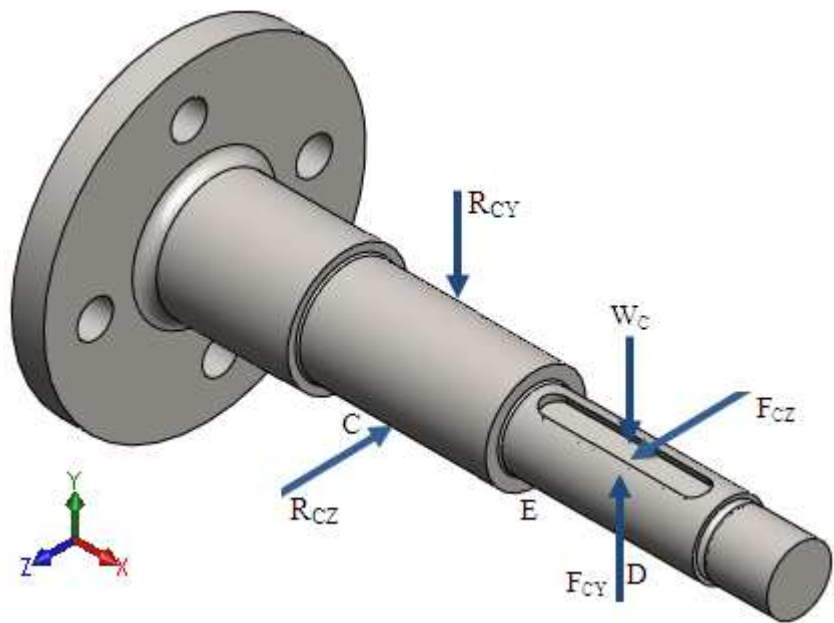


Figura 3.97 DCL del eje del sinfín

Diagrama de fuerzas para el plano XY

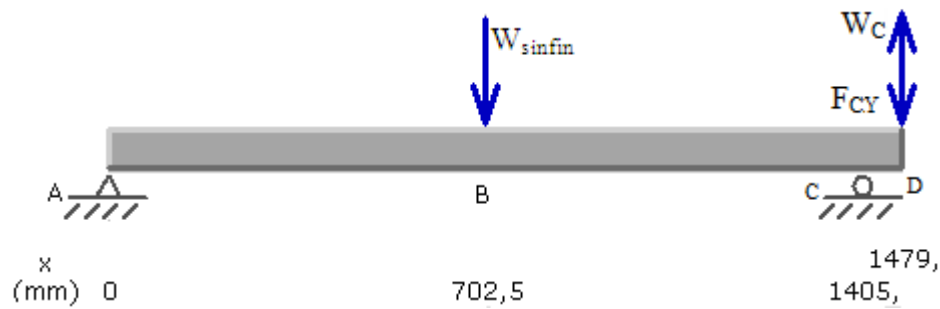


Figura 3.98 DCL del eje del sinfín en el plano XY

Diagrama de cortante (N)

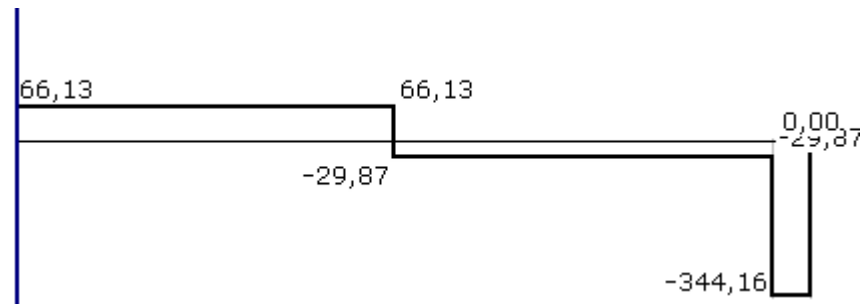


Figura 3.99 Diagrama de cortante en el plano XY

Diagrama de momento (Nm)

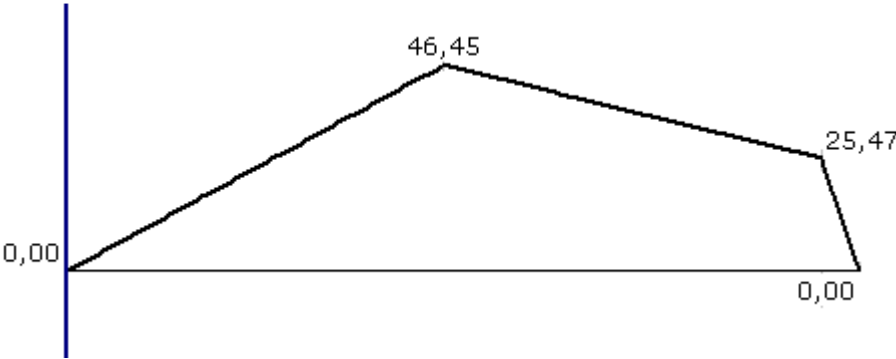


Figura 3.100 Diagrama de momento en el plano XY

Diagrama de fuerzas para el plano XZ



Figura 3.101 DCL del eje del sinfín en el plano XZ

Diagrama de cortante (N)



Figura 3.102 Diagrama de cortante en el plano XZ

Diagrama de momento (Nm)

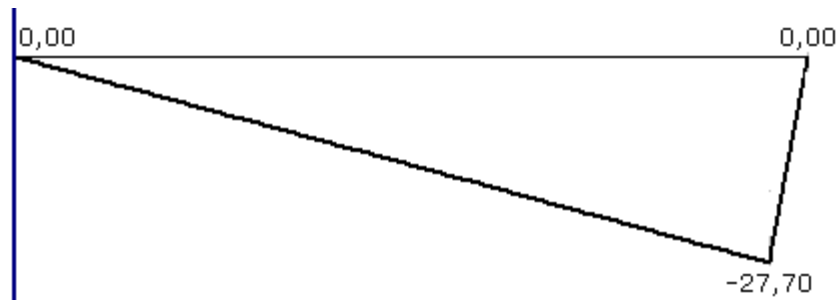


Figura 3.103 Diagrama de momento en el plano XZ

Las reacciones obtenidas en los puntos A y C son:

$$\begin{aligned}
 R_{AY} &= 66,13 \text{ N} \quad \uparrow \\
 R_{CY} &= 314,29 \text{ N} \quad \downarrow \\
 R_{AZ} &= 19,72 \text{ N} \quad \downarrow \\
 R_{CZ} &= 394,1 \text{ N} \quad \uparrow
 \end{aligned}$$

Cálculo del factor de seguridad

El material del eje es un acero AISI 4340, y su punto crítico es el cambio de sección E.

Tabla 3.25 RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD PARA EL EJE DEL SINFIN

RESULTADOS		
Variables	Unidad	Resultados
M_{XY}	Nm	8,45
M_{XZ}	Nm	9,73
M_T	Nm	12,9
M_T	Kgf-cm	131,5
d	cm	1,8
σ_a	kgf/cm ²	229,7
σ_m	kgf/cm ²	0
T	N-m	27,4
τ_a	kgf/cm ²	244,35
τ_m	kgf/cm ²	244,35
σ_a'	kgf/cm ²	481,53
σ_m'	kgf/cm ²	423,23
Se'	kgf/cm ²	4498,87
Factores que modifican la resistencia a la fatiga		
Factores		Valor
k_a	-	0,88
k_b	-	0,91

k_c	-	1
k_d	-	1
q	-	0,75
k_t	-	2,4
k_f	-	2,05
k_e	-	0,487
Limite de resistencia a la fatiga		
Se	kgf/cm ²	1594,75
Factor de seguridad		
n	-	2,9 Aceptable!

3.8.7. Eje de las llantas

3.8.7.1 Análisis de cargas y cálculo del factor de seguridad

Datos:

Elemento empotrado en el punto A.

W =350 kgf

DCL del eje de la llanta

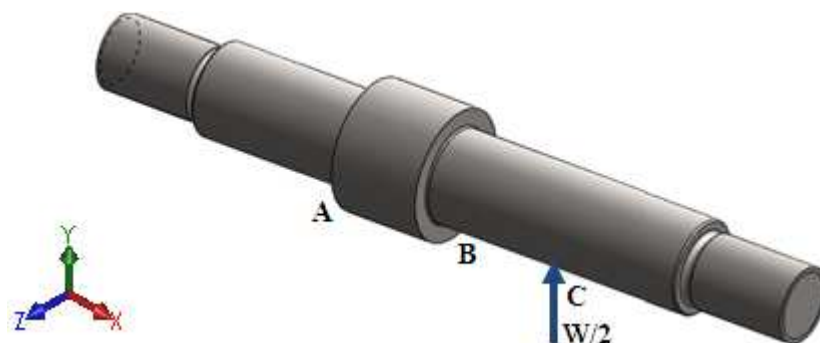


Figura 3.104 Diagrama de fuerzas del eje de la llanta

Diagrama de fuerzas para el plano XY



Figura 3.105 DCL del eje de la llanta

Diagrama de cortante (N)

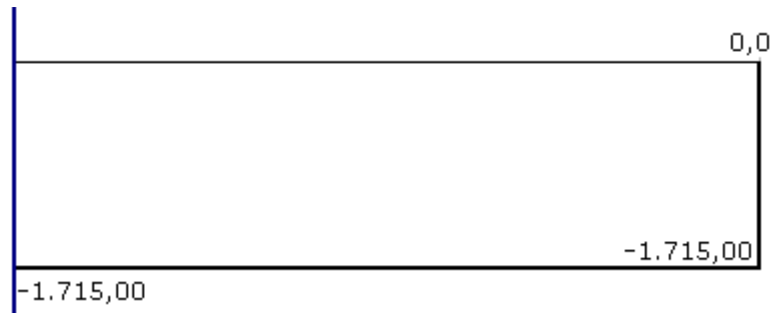


Figura 3.106 Diagrama de cortante del eje de la llanta

Diagrama de momento (Nm)

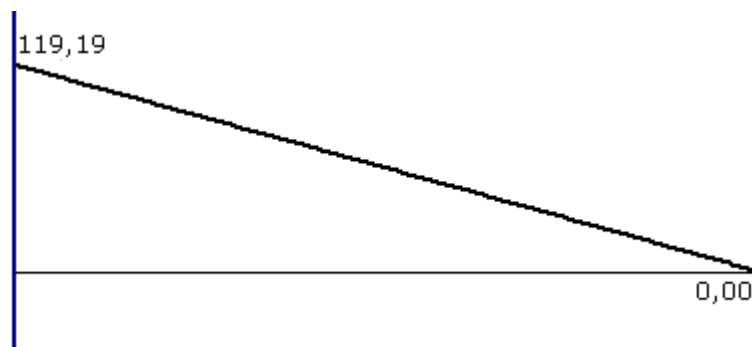


Figura 3.107 Diagrama de momento del eje de la llanta

Las reacciones obtenidas en los puntos A y C son:

$$R_{AY} = 1715 \text{ N} \downarrow$$

$$M_A = 119,19 \text{ Nm}$$

Cálculo del factor de seguridad

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (3.153)$$

El material para la construcción del eje es un acero 4340, de diámetro 25 mm, el factor de seguridad para este eje es:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad (3.154)$$

Entonces se tiene:

$$\eta = \frac{6994,34 \text{ kg/cm}^2}{792,8 \text{ kg/cm}^2}$$

$$\eta = 8,8$$

El factor de seguridad es satisfactorio.

3.9. Diseño de chavetas

Los accesorios de sujeción más comunes son las denominadas chavetas. Las mismas pueden tener una gran variedad de formas y diseños según el tipo de aplicación. Las chavetas y otros elementos de sujeción de dispositivos a los ejes normalmente se calculan a dos tipos de sollicitaciones diferentes. [26]

- Por corte
- Por aplastamiento

En la figura 3.108 se muestra un tipo de chaveta paralelepípeda normalizada. El cálculo de falla debido al corte de la chaveta se obtiene de:

$$P = \frac{T}{d/2} \quad [26] \quad (3.155)$$

$$\tau_{diseño} = \frac{P}{A} = \frac{2.T}{d.w.L} \quad [26] \quad (3.156)$$

Siendo P la fuerza de corte, T el momento torsor, d el diámetro del eje, w y L el ancho y longitud de la chaveta. La falla por aplastamiento se tiene:

$$\sigma_{diseño} = \frac{P}{A_c} = \frac{2.T}{d.A_c} = \frac{2.T}{d.L.h/2} = \frac{4.T}{d.L.h} \quad [26] \quad (3.157)$$

Se deberá cumplir las condiciones de seguridad apropiadas, las cuales se dan por las siguientes expresiones:

$$\tau_{diseño} \leq \frac{S_{sy}}{n_s} = \frac{0,40S_y}{n_s}, \quad \sigma_{diseño} \leq \frac{0,90S_y}{n_s} \quad [26] \quad (3.158)$$

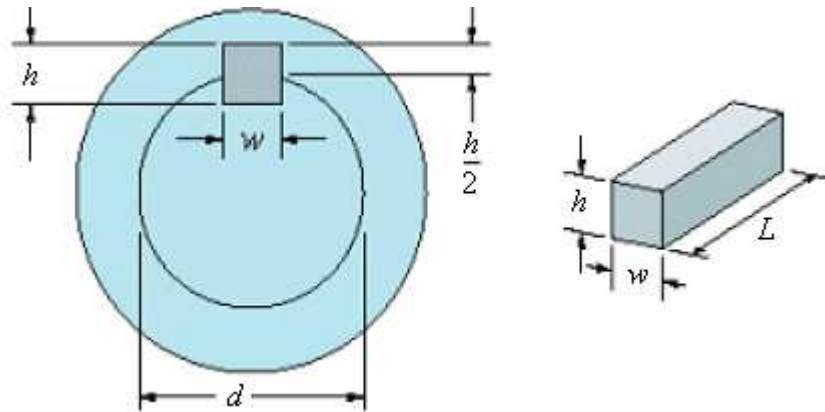


Figura 3.108 Chavetas rectangulares o paralelepípedas

El material usual de la chaveta es acero con bajo contenido de carbono, para este caso se utilizará un AISI 1020 acabado en frío, cuyas propiedades ya se indicaron anteriormente.

Los resultados del factor de seguridad de las chavetas de los distintos ejes se presentan en el ANEXO 5.

3.10. Selección de soportes para los ejes

3.10.1. Selección de los soportes del eje de entrada

Para el apoyo de los ejes se ha seleccionado soportes de pie y de pared los mismos que contienen rodamientos rígidos de bolas tipo S normalizados.

3.10.1.1. Selección a carga estática

La carga radial para la selección del rodamiento es:

$$F_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (3.159)$$

Las reacciones en los apoyos del eje de entrada son:

$$R_{BY} = 215,07 \text{ N} \quad R_{BX} = 496,68 \text{ N}$$

$$R_{GY} = 507,15 \text{ N} \quad R_{GX} = 1171,28 \text{ N}$$

Entonces la fuerza resultante para el soporte **B** es:

$$R_B = 541,2 \text{ N}$$

Como F_a es cero entonces la carga estática equivalente P_o es:

$$P_o = F_r \quad [kN] \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 \quad [27] \quad (3.160)$$

$$P_o = 0,6 * F_r + 0,5 * F_a \quad [kN] \text{ para } \frac{F_a}{F_r} > 0,8 \quad [27] \quad (3.161)$$

Con un factor de esfuerzos estáticos f_s de 1,2, para exigencias normales se tiene:

$$C_{o req} = f_s * P_o \quad [27] \quad (3.162)$$

$$C_{o req} = 1,2 * 0,541 = 0,649 \text{ kN}$$

3.10.1.2. Selección a carga dinámica

1. Cálculo de la carga dinámica equivalente P

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad [kN] \quad [27] \quad (3.163)$$

P = carga dinámica equivalente [kN]

F_r = carga radial [kN]

F_a = carga axial [kN]

X = factor radial. [27]

Y = factor axial. [27]

Para $X=1$, y $Y = 0$, entonces:

$$P = 0,541 \text{ kN}$$

2. Cálculo de la capacidad dinámica requerida C_{req}

$$C_{req} = \frac{f_l * P}{f_n} \quad [kN] \quad [27] \quad (3.164)$$

Donde f_n es el factor de velocidad de giro del eje y f_l es el factor de esfuerzos dinámicos y se obtienen del Catálogo general de Rodamientos FAG.

Para: $n = 540 \text{ rpm}$ $f_n = 0,395$
 $L_h = 1300$ $f_L = 1,375$

Entonces:

$$C_{req} = \frac{1,375 * 0,541}{0,395}$$

$$C_{req} = 4,72 \text{ kN}$$

Finalmente se debe cumplir las siguientes condiciones:

$$C_{o req} \leq C_{o tab}$$

$$C_{req} \leq C_{tab}$$

El diámetro del eje es 35 mm entonces se selecciona un soporte FAG tipo P16207, las dimensiones principales se presentan en el mismo catálogo.

$$C = 25,5 \text{ kN}$$

$$C_o = 15,3 \text{ kN}$$

De similar forma se realiza la selección de los demás soportes utilizando los datos proporcionados por el Catálogo FAG, los resultados se presentan en el ANEXO 6.

3.11. Diseño de los acoples

El par nominal es el factor principal de dimensionado de los acoplamientos de los ejes y de las máquinas directamente conectadas a ellos. El par nominal a transmitir está en función de la potencia a transmitir y de la velocidad de rotación.

En la determinación del par nominal del acoplamiento, hay que tener en cuenta:

- Las irregularidades del par debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (K_1). [28]
- Las frecuencias de arranque (K_2). [28]
- El número de horas de funcionamiento por día (K_3). [28]

El producto K de estos tres coeficientes K_1 , K_2 y K_3 , se denomina coeficiente de seguridad o factor de carga. [28]

Entonces el par nominal para seleccionar el acoplamiento es:

$$T_{nominal} = T_{transmitir} * K \quad [28] \quad (3.165)$$

Donde:

$T_{nominal}$ = par nominal del acoplamiento

$T_{transmitir}$ = par nominal a transmitir

K = coeficiente de seguridad

Entonces se tiene:

$$T_{nominal} = 78,8 * (1,2 * 1 * 1) = 94,6 \text{ Nm}$$

Por cuestiones de espacio se decidió construir un acople rígido, el mismo que fue diseñado con el programa SolidWorks Simulation utilizando los siguientes datos:

$T_{nominal} = 95 \text{ Nm}$

Material = Acero AISI 1018

Los resultados se presentan en el ANEXO 7

3.12. Selección de los reenvíos angulares

Se han seleccionado dos reenvíos angulares con la finalidad de obtener movimiento a 90° , figura 3.109.



Figura 3.109 Configuración del reenvío angular

El reenvío principal se conecta al eje de entrada y al eje intermedio y el segundo reenvío transmite el movimiento al picador.

El procedimiento para la selección se presenta en el Catálogo POWER JACKS. [29]

1. Datos generales para la selección de los reenvíos:

Horas de trabajo por día = 6

Tipo de fuente de potencia = MCI

Aplicación = máquina picadora principalmente

Número de arranques = 1/hora (valor estimado)

Porcentaje de trabajo por hora = 100%

Temperatura = 25°C

El reenvío principal seleccionado es un Reenvío Serie 38 y para el picador uno serie 37, cuyas especificaciones generales se presentan en el mismo catálogo.

3.13. Selección de las llantas neumáticas

Para poder determinar la capacidad de carga necesaria se debe disponer de los siguientes datos: el peso propio del aparato de transporte, la carga máxima así como el número de las ruedas que soportan la carga.

$$T = \frac{E + Z}{n} * S \quad [30] \quad (3.166)$$

T = capacidad de carga requerida de la rueda

E = peso propio del aparato de transporte

Z = carga máxima

n = número de ruedas aplicadas

S = factor de seguridad

El factor de seguridad S expresa la variación de las condiciones estándar de aplicación (piso liso, velocidad lenta, la carga aplicada debe actuar homogéneamente sobre las

ruedas, desplazamiento recto, temperatura ambiente de 15° C hasta 28° C). Como estas condiciones estándar de aplicación sólo se dan en muy raros casos, se debe utilizar el factor de seguridad S para establecer la capacidad de carga requerida. Según el grado de dificultad de las condiciones de aplicación, S deberá tener un valor entre 1,3 y 2,0. [30]

Reemplazando en la ecuación 3.166 se tiene:

$$T = \frac{350 \text{ kgf}}{2} * 1,8$$

$$T = 315 \text{ kgf}$$

Para este requerimiento se ha seleccionado las ruedas neumáticas con centro de chapa de acero P412/25-90K marca Blicke. [30]

3.14. Diseño de la estructura metálica de soporte

Tipos de cargas que intervienen en el diseño de la estructura metálica:

3.14.1. Cargas muertas (D)

Son aquellas que mantienen una magnitud constante y una posición fija durante la vida útil de la estructura; generalmente la mayor parte de la carga muerta está comprendida en el peso propio de la estructura.

Para hallar el valor de la carga muerta se debe conocer las dimensiones de las piezas como el peso volumétrico de los materiales a emplearse. [31]

Las cargas muertas que soporta la estructura son:

Tabla 3.26 CARGAS MUERTAS QUE ACTÚAN SOBRE LA ESTRUCTURA

Elemento	Peso
Reenvío angular Power Jacks 38	20 Kg
Reenvío angular Power Jacks 37	10,5 Kg
Soporte FAG P16206.104 (2u)	2,56 Kg
Soporte FAG P16206 (2u)	2,6 Kg
Soporte FAG P16207 (2u)	3,5 Kg
Soporte FAG P16204.012 (2u)	1,41 Kg
Soporte FAG P16206.101 (2u)	2,66 Kg

Soporte (B) FAG P16205 (2u)	2,04 Kg
Eje de entrada	3,37 Kg
Eje de la manivela	1,7 Kg
Eje de enlace	2,5 Kg
Eje del picador	1,43 Kg
Polea del eje de entrada	4,09 Kg
Polea Manivela	8,08 Kg
Polea del eje de enlace	3,46 Kg
Polea 1 Reenvío picador	2,24 Kg
Polea 2 Reenvío salida picador	4,36 Kg
Tornillo Sinfín	9,76 Kg
Molinete	19,83 Kg
Eje de tracción del molinete	0,89 Kg
Eje soporte del molinete	0,7 Kg
Eje de tracción del Sinfín	0,88 Kg
Eje soporte del Sinfín	0,65 Kg
Tapas Laterales Soporte Sinfín	1,92 Kg
Tapas Laterales Soporte Molinete	5,76 Kg
Placa canal del Sinfín	15,85 Kg
Cubierta protección sistema corte	11 Kg
Conducto de descarga	15 Kg
Protección del picador	15,21 Kg
Protección polea picador	2,79 Kg
Polea del Picador	2,33 Kg
Acoples rígidos	2,28 Kg
Volante del picador	15,3 Kg
Cuchillas y Aspas del picador	5,32 Kg
Catarinas	4,55 Kg
Cuchillas, dedos y acople	10 Kg
Eslabones del sistema de corte	2,5 Kg
Pernos, remaches	2 Kg
TOTAL	225,12 Kg

3.14.2. Cargas vivas (L)

Son cargas variables en magnitud y posición debidas al funcionamiento propio de la estructura.

Pueden ser causadas por los pesos de los objetos colocados temporalmente sobre la estructura. [31]

Se tiene como cargas vivas las reacciones críticas de los elementos móviles sobre la estructura cuando la cosechadora se encuentra funcionando, éstas se calcularon anteriormente.

Tabla 3.27 CÁLCULO DE LAS CARGAS VIVAS

REACCIONES DEL EJE DE ENTRADA	
$R_{Bx} = -50,7 \text{ Kg}$	$R_{Gx} = -119,52 \text{ Kg}$
$R_{By} = -21,9 \text{ Kg}$	$R_{Gy} = -51,75 \text{ Kg}$
REACCIONES EN EL EJE DE LA MANIVELA.	
$R_{Cx} = 670 \text{ Kg}$	$R_{Fx} = -254,4 \text{ Kg}$
$R_{Cy} = 558,4 \text{ Kg}$	$R_{Fy} = -212 \text{ Kg}$
REACCIONES EN LA BASE DEL ESLABÓN OSCILADOR	
$R_{Ax} = -10,7 \text{ Kg}$	$R_{Bx} = -10,7 \text{ Kg}$
$R_{Ay} = 158,6 \text{ Kg}$	$R_{By} = 158,6 \text{ Kg}$
REACCIONES EN LA BASE DE LAS CUCHILLAS	
$R_{Ay} = 5 \text{ Kg}$	
REACCIONES EN EL EJE DEL MOLINETE	
$R_{Az} = 4,2 \text{ Kg}$	$R_{Cz} = -83,1 \text{ Kg}$
$R_{Ay} = -10,4 \text{ Kg}$	$R_{Cy} = -1,97 \text{ Kg}$
REACCIONES EN EL EJE INTERMEDIO	
$R_{Cy} = -86,7 \text{ Kg}$	$R_{Hy} = 22 \text{ Kg}$
$R_{Cz} = 68,5 \text{ Kg}$	$R_{Hz} = -100 \text{ Kg}$
REACCIONES EN EL EJE DEL TORNILLO SINFIN	
$R_{Ay} = -6,7 \text{ Kg}$	$R_{Cy} = 32,1 \text{ Kg}$
$R_{Az} = -2,01 \text{ Kg}$	$R_{Cz} = 40,2 \text{ Kg}$
REACCIONES EN EL REENVÍO DE ENTRADA	
$R_{Ax} = 164,3 \text{ Kg}$	$R_{Bx} = -69,76 \text{ Kg}$
$R_{Ay} = 85 \text{ Kg}$	$R_{By} = -85 \text{ Kg}$
$R_{Az} = 69,76 \text{ Kg}$	$R_{Bz} = -164,3 \text{ Kg}$
REACCIONES EN EL REENVÍO DEL PICADOR	
$R_{Ax} = 49,3 \text{ Kg}$	$R_{Bx} = -116,1 \text{ Kg}$
$R_{Ay} = -56,4 \text{ Kg}$	$R_{By} = 45,9 \text{ Kg}$
$R_{Az} = -116,1 \text{ Kg}$	$R_{Bz} = 49,3 \text{ Kg}$
REACCIONES EN EL EJE DEL PICADOR	
$R_{Cx} = -182,82 \text{ Kg}$	$R_{Ex} = 164,02 \text{ Kg}$
$R_{Cy} = -19,9 \text{ Kg}$	$R_{Ey} = 2,072 \text{ Kg}$

3.14.3. Cargas Accidentales

Son cargas que no pueden ser clasificadas como vivas o muertas debido a que no son producidas por la acción de la gravedad, sino que se distinguen por no tener carácter permanente. Las cargas accidentales son: [31]

3.14.3.1 Cargas de sismo (E)

Los sismos producen cargas sobre una estructura por medio de la interacción del movimiento del suelo y las características de respuesta de la estructura. [31]

Este tipo de carga puede ser despreciada debido a que es una estructura que no trabaja empotrada al suelo.

3.14.3.2 Cargas de viento (W)

Una estructura sometida a la acción del viento experimenta una fuerza de empuje en el lado donde actúa el viento y una succión por el lado contrario. Las fuerzas generadas por las cargas del viento son cada vez más críticas, conforme aumenta la altura de la estructura. [31]

En este caso particular este tipo de carga también se puede despreciar por ser una estructura que no se encuentra a gran altura del suelo.

3.14.4. Resistencias que se oponen al avance de un vehículo

Las resistencias son cuatro, que pueden o no coexistir al mismo tiempo.

$$R_{avance} = R_r + R_p + R_j + R_a \quad [32] \quad (3.167)$$

3.14.4.1 Resistencia a la rodadura (R_r)

Tiene su origen en la deformación del neumático y suelo. Cuando la rueda está estática, la reacción del suelo al peso está en la misma vertical que este, sin embargo, cuando rueda, dicha reacción avanza una distancia d (extremo de la huella), figura 3.110, dando lugar a un momento resistente, que ha de ser equilibrado.

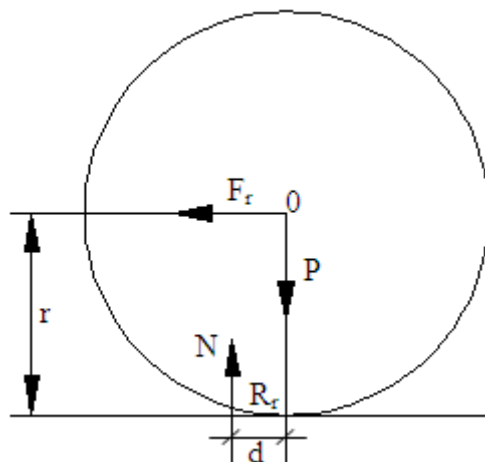


Figura 3.110 Resistencia por rodadura

La resistencia por rodadura es independiente de que la rueda sea portadora (solo soporta peso) o motriz (soporta peso y transmite par motor). [32]

$$R_r = N \cdot \frac{d}{r} = P \cdot \frac{d}{r} \quad [32] \quad (3.168)$$

A d/r se le llama coeficiente de resistencia a la rodadura y se le suele indicar por f .

Para $f = 0,04$, [34] y reemplazando en la ecuación 3.168, se tiene:

$$R_r = 13 \text{ Kgf}$$

3.14.4.2 Resistencia por pendiente (R_p)

Es la que se opone al avance del vehículo cuando este sube una pendiente.

$$R_p = P \cdot \text{Sen} \alpha \quad [32] \quad (3.169)$$

Asumiendo que la máquina trabajará en un sector con pendiente máxima de 25° se tiene:

$$R_p = 325 \text{ Kg} \cdot \text{Sen} 25^\circ$$

$$R_p = 137,35 \text{ Kg}$$

3.14.4.3 Resistencia por inercia (R_j)

Esta originada por un incremento de velocidad.

$$R_j = M \cdot j = \frac{Pj}{g} \quad [321] \quad (3.170)$$

M es la masa del vehículo y j la aceleración que ha de adquirir, por ejemplo para adelantar a otro.

$$j = \frac{(v_2 - v_1)}{t} \quad [32] \quad (3.171)$$

v_1 = velocidad inicial

v_2 = velocidad final

t = tiempo invertido para pasar de v_1 a v_2

Suponiendo que la máquina alcanza la velocidad de 2 Km/h (0,6 m/s) en 2 segundos, reemplazando estos valores en las ecuaciones 3.170 y 3.171 se tiene una R_j de:

$$j = \frac{(0,6 - 0)m/s}{2s} = 0,3m/s^2$$

$$R_j = 325Kg * 0,3m/s^2 = 97,5N \approx 10Kg$$

3.14.4.4 Resistencia por el aire (R_a)

Para el cálculo de R_a se emplean fórmulas empíricas obtenidas con la ayuda de ensayos en túneles. Intervienen: carrocería, presión, temperatura, sección transversal máxima del vehículo y fundamentalmente la velocidad. [32]

El valor de R_a viene dado por:

$$R_a = K \cdot S \cdot V^2 \quad [32] \quad (3.172)$$

En donde:

$$K = \delta \frac{C}{2g} \quad [32] \quad (3.173)$$

δ = peso específico del aire en condiciones normales [kg/m³]

C= constante.

g = aceleración de la gravedad (9,81 m/s²)

El valor de C puede variar desde 0,15 en turismos, con diseños aerodinámicos óptimos, hasta 1,5 en camiones. Normalmente y según diseño, se sitúa entre 0,25 y 0,7 en turismos y entre 1 y 1,5 en camiones.

La superficie maestra S (m²), se obtiene de forma aproximada, multiplicando el ancho por el alto del vehículo, afectado por un coeficiente de 0,8.

$$S = 0,8 \cdot a \cdot h \quad [32] \quad (3.174)$$

La velocidad V esta expresada en m/s² y la resistencia por el aire R_a en kg. [32]

Debido a la baja velocidad de desplazamiento se desprecia esta resistencia.

3.14.5. Carga de impacto (C_i)

Cuando un vehículo pasa por un puente se presentan deflexiones elásticas que varían en magnitud y posición según el avance del vehículo; se presentan vibraciones debido a irregularidades de la superficie que se aumentan con el efecto vertical de la suspensión del vehículo, denominado “muelleo”. Estos efectos aumentan los esfuerzos producidos por la carga viva. Este efecto dinámico ha sido costumbre llamarlo impacto y su magnitud si bien se debe evaluar en función de la luz del puente, se puede considerar como el 30% de la carga viva. [33]

Cargas vivas de impacto (de acuerdo al IMCA) Instituto Mexicano de la Construcción en Acero. [33]

Tabla 3.28 INCREMENTO DE CARGA. [33]

Incremento de carga	
Soportes de elevadores	100 %
Soportes de maquinaria ligera impulsada por motores eléctricos	20 %
Soportes de maquinaria con movimiento alternativo o impulsada con motores de combustión	50 %
Tirantes que soporten pisos y balcones	33 %

Para este caso como la máquina soporta un mecanismo de movimiento alternativo y otros elementos rotativos y considerando que se encuentra accionada por un motor de combustión interna entonces la carga de impacto es 50% de la carga viva.

$$C_i = 0,5 \cdot L \quad (3.175)$$

3.14.6. **Cálculo de la Resistencia del remolque (R_{remolque})**

Debido a que la estructura tiene que remolcar el carretón recolector de forraje, se debe considerar esta carga adicional que consta de la suma de la resistencia a la rodadura, la resistencia a la inercia y la resistencia por pendiente del mismo.

$$R_{\text{remolque}} = f \cdot P_{\text{remolque}} + P_{\text{remolque}} \cdot \text{Sen} \alpha + M_{\text{remolque}} \cdot j \quad (3.176)$$

$$R_{\text{remolque}} = 0,04 * 300Kg + 300Kg \cdot \text{Sen} 25^\circ + 0,3m/s^2 * 30,6Kg \cdot s^2/m$$

$$R_{\text{remolque}} = 147,96 \text{ Kgf}$$

3.14.7. Norma utilizada para el análisis de la estructura

Para el análisis de la estructura se ha utilizado el programa Sap 2000 V10 y se trabajó con la norma AISC – LRFD99. Los resultados correspondientes se muestran en el ANEXO 8.

3.15. Cálculo de la potencia total requerida

3.15.1. Potencia a la salida de la Toma de fuerza

La potencia que deberá entregar el tdf del tractor es:

$$P_{tdf} = P_{corte} + P_{molinete} + P_{trans} + P_{picador} \quad (3.177)$$

$$P_{tdf} = (5,3 + 1,075 + 0,25 + 4,2)Hp$$

$$P_{tdf} = 11 Hp$$

3.15.2. Potencia de tracción

Esta potencia es la requerida para mover a la estructura misma y al remolque.

La potencia requerida por el remolque es:

$$P_{remolque} = R_{remolque} * V \quad (3.178)$$

Siendo V la velocidad del remolque cuyo valor es 2 Km/h.

$$P_{remolque} = 1,2 Hp$$

La potencia requerida para arrastrar la estructura es:

$$P_{estructura} = R_{avance} * V \quad (3.179)$$

$$P_{estructura} = 1,4 Hp$$

La potencia total de tracción es:

$$P_{tracción} = (1,2 + 1,4)Hp$$

$$P_{tracción} = 2,6 Hp$$

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

4.1. Construcción de la máquina

En el proceso de construcción de la máquina se utilizaron las siguientes máquinas y herramientas manuales.

4.1.1. Máquinas, herramientas y equipos utilizados

Las máquinas utilizadas en la construcción son:

Tabla 4.1 MÁQUINAS EMPLEADAS EN LA CONSTRUCCIÓN

Código	Máquinas
MH1	Soldadora eléctrica
MH2	Torno
MH3	Fresadora
MH4	Oxicorte
MH5	Taladro Pedestal
MH6	Taladro Manual
MH7	Esmeril
MH8	Pulidora
MH9	Dobladora.
MH10	Compresor
MH11	Sierra eléctrica

Herramientas manuales:

Tabla 4.2 HERRAMIENTAS MANUALES UTILIZADAS EN LA CONSTRUCCIÓN

Código	Herramienta manuales
H	Arco de sierra
	Flexo metro
	Calibrador
	Escuadras
	Martillos
	Brocas y machuelos
	Prensas manuales
	Entenalla
	Rayador
	Juego de llaves
	Compas

4.1.2. Descripción del proceso de construcción

Finalizada la etapa de diseño se procedió a realizar la construcción de la máquina, con los materiales especificados en los planos respectivos. El proceso de construcción se resume el Cursograma de construcción correspondiente donde se presentan las operaciones realizadas para cada elemento y los tiempos empleados en cada actividad.

La siguiente tabla muestra los elementos constitutivos de la máquina.

Tabla 4.3. PARTES CONSTITUTIVAS DE COSECHADORA DE FORRAJES

SISTEMA	ELEMENTO	CANTIDAD	MATERIAL/MODELO
ESTRUCTURA Y PROTECCIONES	Base estructural	1	Tubo □50x50x2 ASTM A-36
	Cubierta de protección	1	Plancha 1mm ASTM A 36
	Protección intermedia	1	Plancha 1mm ASTM A 36
	Protección de la transmisión picador	1	Plancha 1mm ASTM A 36
	Protección del tensor	1	Plancha 1mm ASTM A 36
	Tapa frontal	1	Plancha 1mm ASTM A 36
	Protección de la cadena	1	Plancha 1mm ASTM A 36
	Llantas neumáticas	2	Blickle P412/25-90K
	Eje de la rueda	2	Barra de acero AISI 1018 ϕ 1 1/2"
	Tuerca hexagonal	4	M20-N DIN 6923 m8
	Tornillo	80	ST4.2x9.5-F-H-N DIN 968
TRANSMISIÓN DEL SISTEMA DE CORTE	Unidad de soporte	1	FAG P16207
	Eje de entrada	1	Barra de acero AISI 4340 ϕ 1 3/4"
	Chaveta paralela	4	A10x8x40 DIN 6885
	Tuerca hexagonal	8	M12-N DIN 6923 m8
	Perno hexagonal	8	M12x80x80-N DIN 6921 mg 8.8
	Polea del eje de entrada	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 5"
	Unidad de soporte	3	FAG P16207.104
	Base del tensor	1	Plancha 10mm ASTM A-36
	Tuerca hexagonal	6	M16-N DIN 6923 m8
	Polea Tensor	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 3 1/2"
	Eje de la manivela	1	Barra de acero AISI 4340 ϕ 1 1/2"
	Banda tipo 3V	3	50" DIN 7753
	Polea Manivela	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 8"
	Arandela	3	9.3-Fst DIN 6908
	Perno hexagonal	4	M8x20x20-N DIN 6921 mg 8.8
	Chaveta paralela	1	A8x8x40 DIN 6885
	Grapa circular pesada	3	42x2 DIN 472

	Eje del tensor	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 1"
	Grapa circular pesada	3	20x1.75 DIN 471
	Rodamiento de bolas	6	6004 DIN 625
	Perno hexagonal	8	M10x20x20-N DIN 6921 mg 8.8
TRANSMISIÓN INTERMEDIA	Acople rígido 1	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 2 1/4"
	Tornillo hexagonal	4	M6x12x12-N ISO 4014
	Reenvío angular	1	Power Jacks 38241M
	Eje del tensor 2	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 1"
	Polea tensor 2	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 3 1/4"
	Polea 5	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 5"
	Reenvío angular	1	Power Jacks 37241M
	Banda tipo 3V	2	47.5" DIN 7753
	Base del tensor 2	1	Plancha 10mm ASTM A-36
	Piñón para cadena	1	NK-40B14T DIN 8192
	Chaveta paralela	1	A8x7x22 DIN 6885
	Unidad de soporte	3	FAG P16206
	Polea 3	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 7"
	Eje intermedio	1	Barra de acero AISI 4340 ϕ 1 1/2"
	Acople rígido 2	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 2 1/4"
TRANSMISIÓN DEL SISTEMA DE PICADO	Polea 4	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 7"
	Banda tipo 3V	2	85" DIN 7753
	Polea tensor (Picador)	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 3 3/4"
	Polea del picador	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 5"
	Unidad de soporte	1	FAG P16206.101
	Eje del picador	1	Barra de acero AISI 4340 ϕ 3 5/31"
	Grapa circular pesada	1	30x2 DIN 471
	Eje del tensor (Picador)	1	Barra de acero AISI 1018 ϕ 1"
	Base del tensor (Picador)	1	Plancha 10mm ASTM A-36
	Chaveta paralela	1	A6x6x32 DIN 6885
	Perno hexagonal	4	M12x30x30-N DIN 6921 mg 8.8
BARRA DE CORTE	Cuchilla de corte	18	GASPARDO 13012370
	Sujeción de las cuchillas izquierda	1	Plancha 6mm ASTM A-36
	Sujeción del portadados	2	Plancha 6mm ASTM A-36
	Barra Portadados	1	GASPARDO
	Acople barra móvil	1	GASPARDO
	Remache	9	6x20-St-B-15 DIN 661
	Barra móvil	1	GASPARDO
	Placa de desgaste	5	Angulo 30x30x3 ASTM A-36
	Remache	25	6x14-St-B-10 DIN 661
	Perno hexagonal	10	M6x20x20-N DIN 6921 mg 8.8

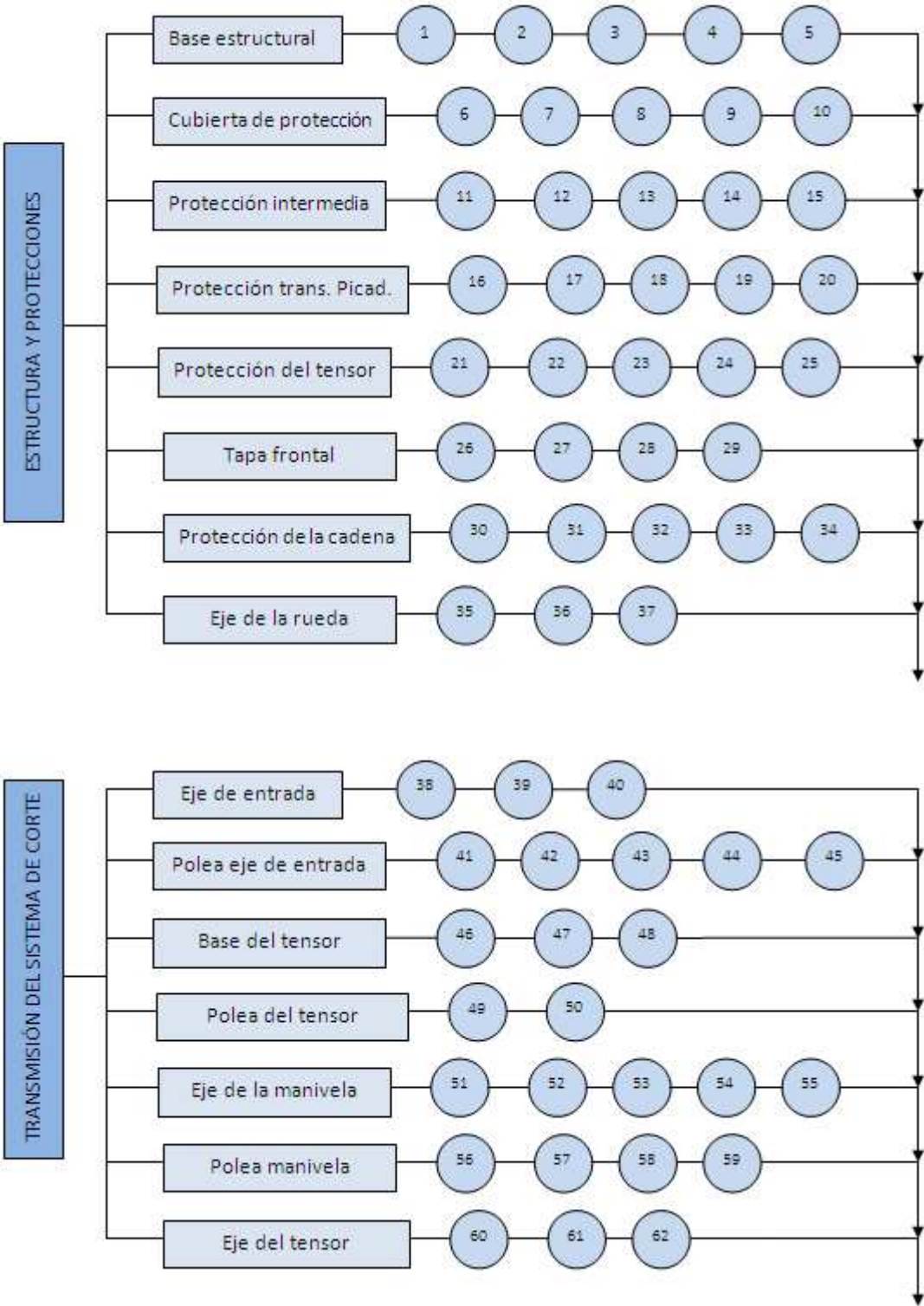
	Perno hexagonal	6	M10x16x16-N DIN 6921 mg 8.8
	Sujeción de las cuchillas derecha	1	Plancha 6mm ASTM A-36
	Tuerca hexagonal	4	M8-N DIN 6923 mg 8.8
	Perno hexagonal	4	M8x50x22 DIN 6921 mg 8.8
	Dedo doble	9	GASPARDO
MECANISMO MANIVELA OSCILADOR	Grapa circular pesada	3	17x1.5 DIN 471
	Grapa circular pesada	3	35x1.75 DIN 472
	Rodamiento de agujas	3	SKF PNA 17-35
	Cabeza de articulación	2	Barra de acero AISI 1018 ø 1"
	Eslabón de enlace	1	Plancha 6mm ASTM A-36
	Unidad de soporte	2	FAG P16204.012
	Botón de enlace	1	Barra de acero AISI 4340 ø 1"
	Eslabón oscilador	1	Barra de acero AISI 4340 ø 1"
	Eslabón biela	1	Barra de acero AISI 1018 ø 5/8"
	Pasador	1	20x60-St-N DIN 1445
	Perno hexagonal	4	M10x25x25-N DIN 6921 mg 8.8
SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	Molinete	1	Tubo □40x20x1.5 ASTM A-36
	Eje de tracción del molinete	1	Barra de acero AISI 4340 ø 1"
	Perno hexagonal	20	M8x16x16-N DIN 6921 mg 8.8
	Chaveta paralela	1	A6x6x32 DIN 6885
	Unidad de soporte	2	FAG 16205
	Piñón para cadena	1	B50Z08B-1 DIN 8192
	Base para molinete	2	Plancha 4mm ASTM A-36
	Tapa lateral izquierda	1	Plancha 2mm ASTM A-36
	Base del sinfín izquierda	1	Plancha 2mm ASTM A-36
	Piñón para cadena	1	B22Z08B-1 DIN 8192
	Piñón para cadena	2	B14Z08B-1 DIN 8192
	Perno hexagonal	8	M10x30x30-N DIN 6921 mg 8.8
	Unidad de soporte	2	FAG F16205
	Chaveta paralela	1	A6x6x45 DIN 6885
	Eje de tracción del sinfín	1	Barra de acero AISI 4340 ø 1 1/4"
	Tuerca hexagonal	8	M10-N DIN 6923
	Transportador Sinfín	1	Tubo ø 4"x2mm
	Eje del sinfín	1	Barra de acero AISI 4340 ø 3 5/31"
	Base del sinfín derecha	1	Plancha 2mm ASTM A-36
	Placa canal del sinfín	1	Plancha 2mm ASTM A-36
	Tapa lateral derecha	1	Plancha 2mm ASTM A-36
	Eje del molinete	1	Barra de acero AISI 4340 ø 4 5/16"
	Cadena	1	ISO 08B (97p)
	Cadena	1	ISO 08B (35p)

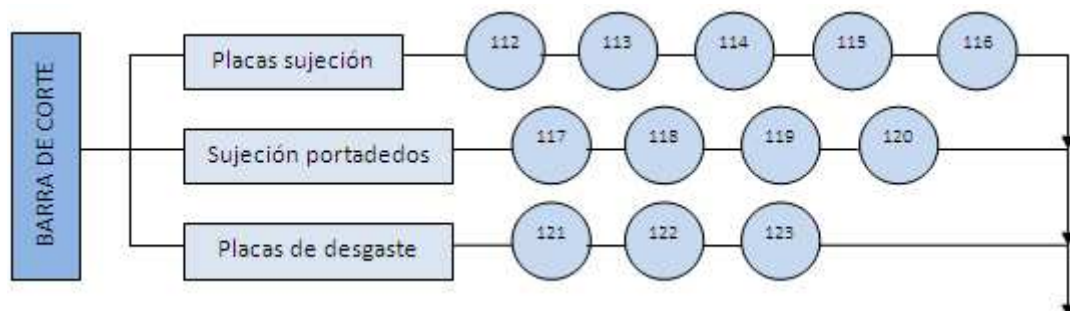
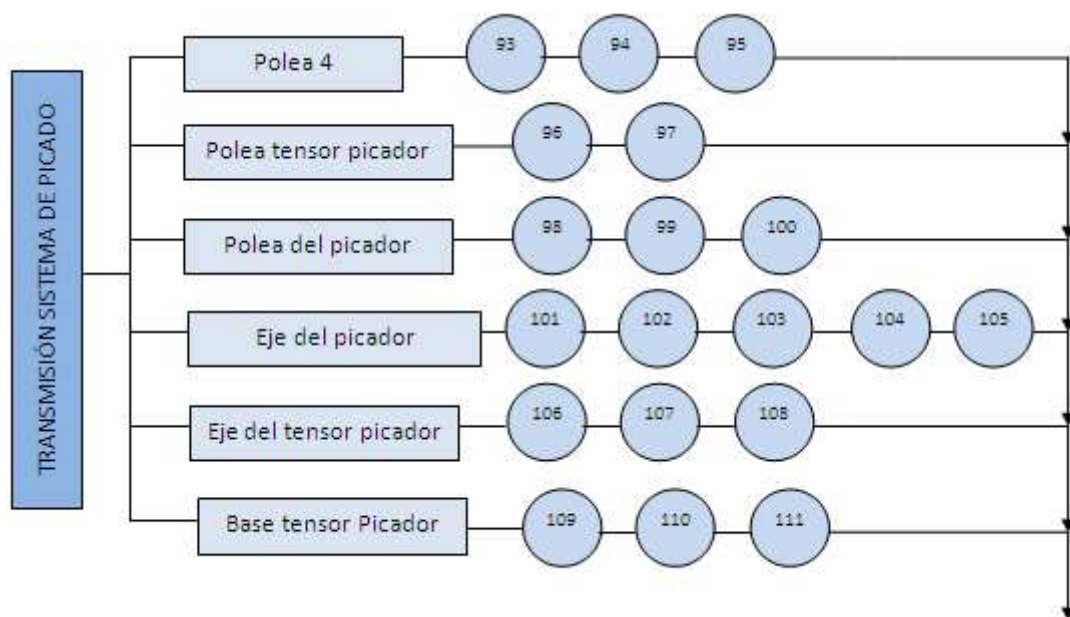
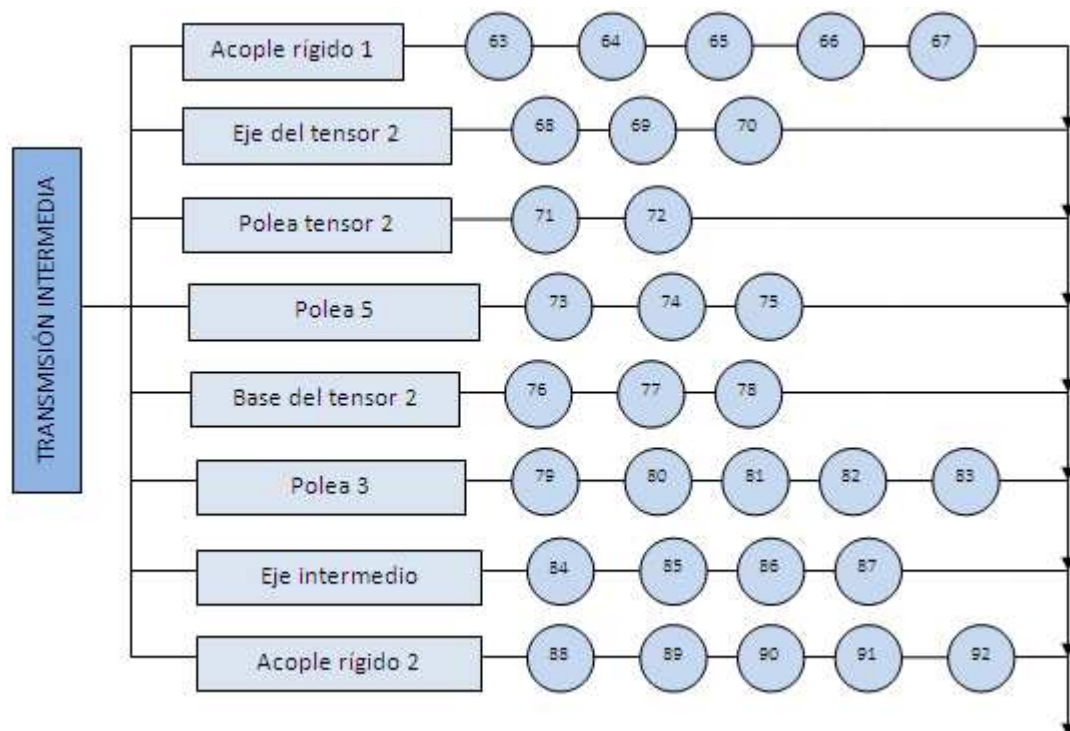
**SISTEMA DE
PICADO E
IMPULSIÓN**

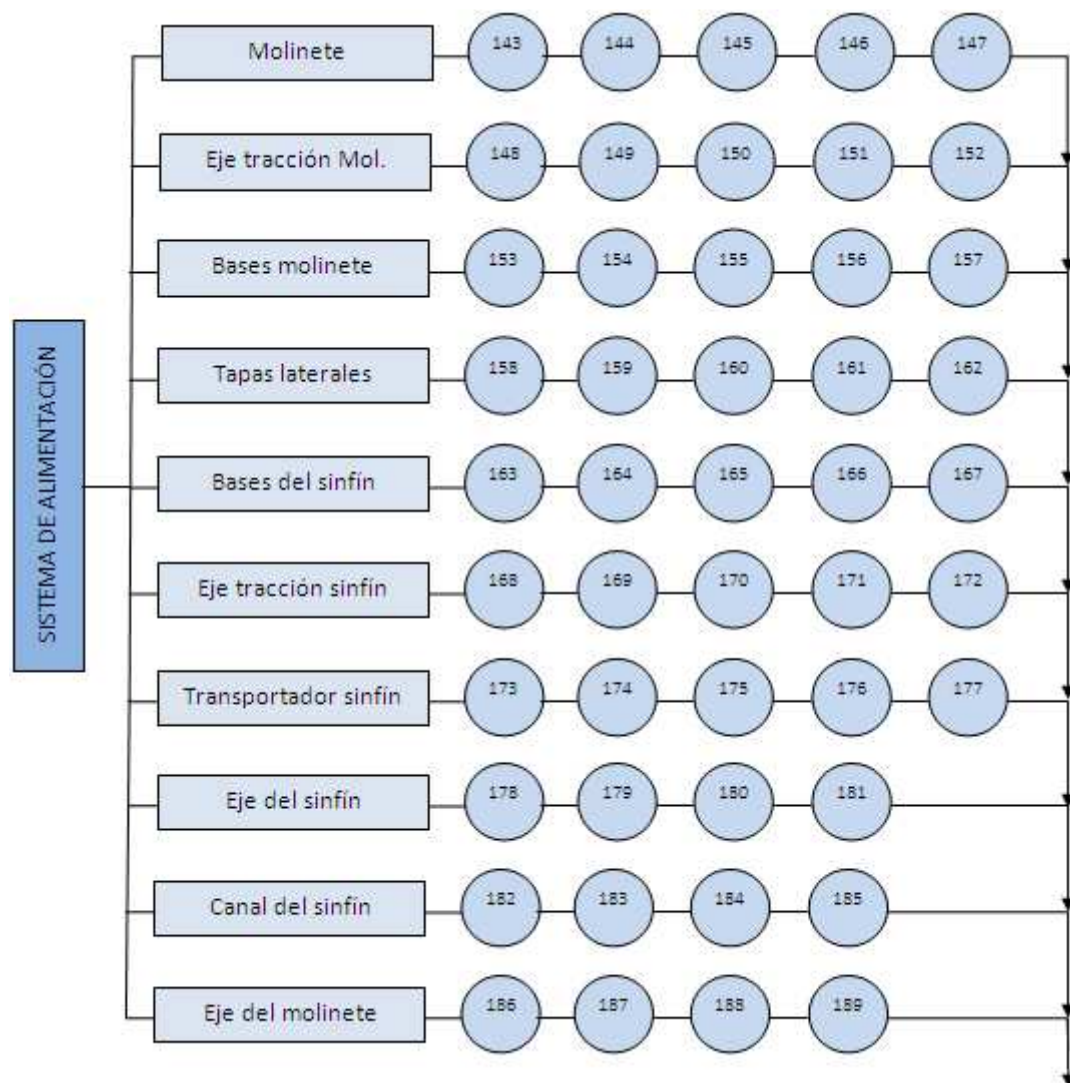
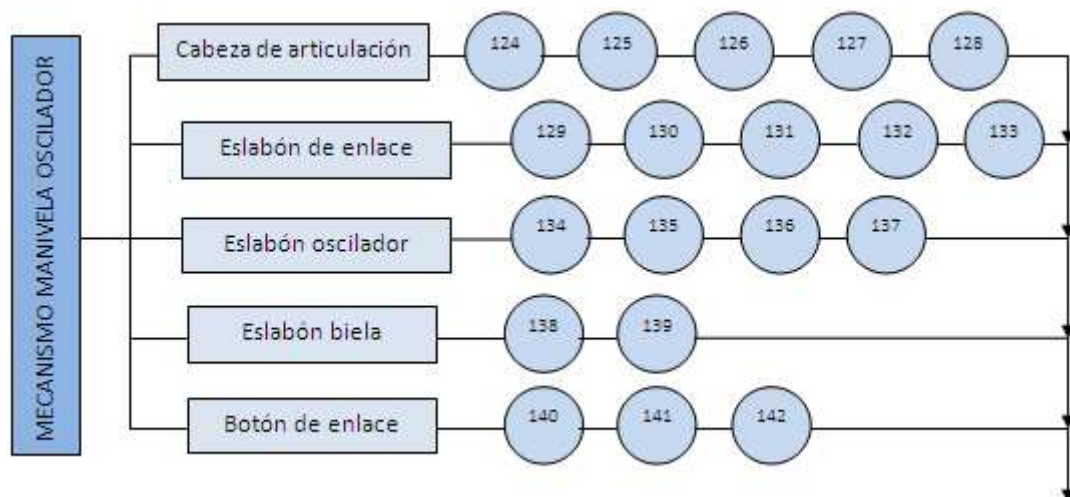
Tapa inferior ingreso del picador	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Tapa izquierda ingreso del picador	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Cuchilla del picador	2	Plancha 10mm Acero AISI O1
Cubierta inferior del picador	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Base del picador	2	Plancha 6mm ASTM A-36
Aspa impulsora	2	Angulo 65x65x6 ASTM A-36
Cubierta lateral del picador	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Volante de inercia del picador	1	Plancha 10mm ASTM A-36
Cubierta posterior del picador	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Conducto inferior	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Cable de control	1	Acero
Grapa del conducto 1	1	Plancha 3mm ASTM A-36
Conducto de transición	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Visera deflectora	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Resorte de retracción	1	UNS G10650
Conducto de salida	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Grapa del conducto 2	1	Plancha 3mm ASTM A-36
Base de regulación	1	Tubo □30x30x2 ASTM A-36
Base de la palanca	1	Plancha 3mm ASTM A-36
Soporte de la palanca	1	Plancha 3mm ASTM A-36
Pasador de la palanca	1	Barra de acero AISI 1018 ø 7/8"
Palanca de control	1	Tubo ø 3/4"x2mm ASTM A-36
Cubierta superior del picador	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Cubierta frontal del picador	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Tapa superior ingreso del picador	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Tapa derecha ingreso del picador	1	Plancha 2mm ASTM A-36
Contracuchilla	1	Plancha 10mm Acero AISI O1
Perno hexagonal	6	M5x12x12-N DIN 6921
Perno hexagonal	4	M12x25x25N DIN 6921
Perno hexagonal	2	M5x30x30-N DIN 6921
Tuerca hexagonal	2	M5-N DIN 6923
Tuerca hexagonal	4	M5-N ISO 4035
Perno hexagonal	2	M5x20x20-N DIN 6921
Perno hexagonal	2	M12x25 ISO 4018
Maneta	1	Aluminio

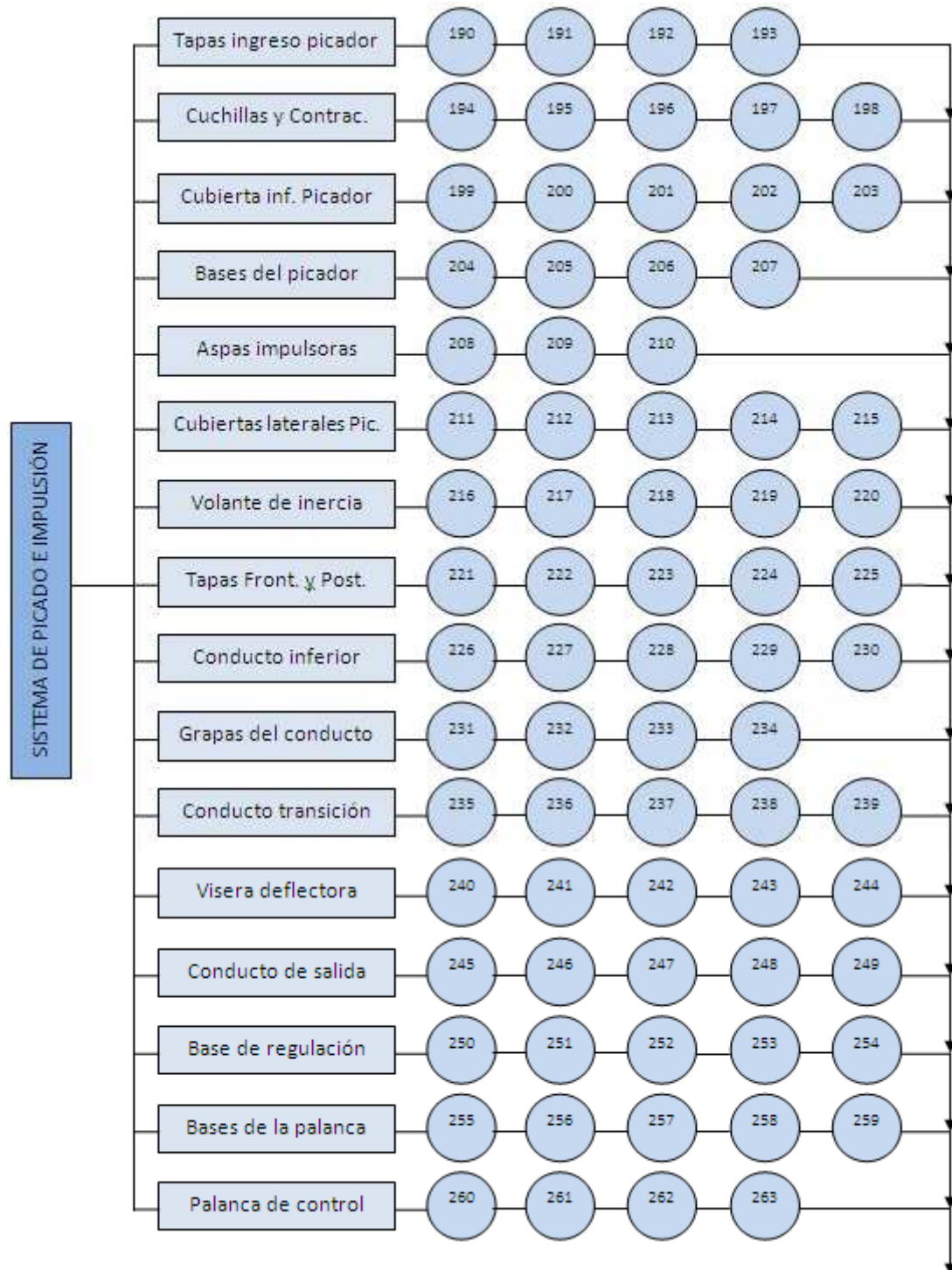
A continuación se presenta el Cursograma de actividades y posterior a este se detallan los tiempos empleados en realizar cada actividad.

4.1.3. Curso grama sinóptico de la construcción









4.1.4. Operaciones tecnológicas y tiempos de la construcción

Las principales operaciones tecnológicas necesarias para la construcción de cada elemento de la máquina son:

Tabla 4.4 OPERACIONES TECNOLÓGICAS EJECUTADAS EN LA CONSTRUCCIÓN

Actividad	Descripción	TIEMPO EN HORAS											
		H	MH1	MH2	MH3	MH4	MH5	MH6	MH7	MH8	MH9	MH10	MH11
1	Trazar	1,5											
2	Cortar									2			
3	Soldar		5										
4	Taladrar							1					
5	Pintar											1	
6	Trazar	0,25											
7	Cortar									0,25			
8	Doblar										0,5		
9	Taladrar							0,25					
10	Pintar											0,25	
11	Trazar	0,2											
12	Cortar									0,2			
13	Doblar										0,3		
14	Taladrar							0,2					
15	Pintar											0,2	
16	Trazar	0,3											
17	Cortar									0,3			
18	Doblar										0,3		
19	Taladrar							0,2					
20	Pintar											0,2	
21	Trazar	0,1											
22	Cortar									0,2			
23	Taladrar							0,1					
24	Doblar										0,2		
25	Pintar											0,1	
26	Trazar	0,1											
27	Cortar									0,15			
28	Taladrar							0,1					
29	Pintar											0,1	
30	Trazar	0,2											
31	Cortar									0,25			
32	Taladrar							0,1					
33	Soldar		0,3										
34	Pintar											0,1	
35	Cortar	0,4											
36	Tornear			1									
37	Roscar			0,8									
38	Cortar												0,3
39	Tornear			0,7									
40	Fresar				1								
41	Cortar												0,4
42	Tornear			0,7									
43	Fresar				0,3								
44	Taladrar							0,1					

[illegible]

94	Tornear			0,6								
95	Fresar				0,3							
96	Cortar											0,4
97	Tornear			0,4								
98	Cortar											0,5
99	Tornear			0,6								
100	Fresar				0,3							
101	Cortar											0,3
102	Tornear			0,6								
103	Fresar				0,2							
104	Taladrar						0,4					
105	Roscar	0,5										
106	Cortar											0,2
107	Tornear			0,4								
108	Roscar			0,2								
109	Trazar	0,1										
110	Cortar								0,25			
111	Fresar				0,25							
112	Trazar	0,4										
113	Cortar								0,5			
114	Taladrar						0,4					
115	Roscar	0,15										
116	Soldar		0,7									
117	Trazar	0,1										
118	Cortar								0,25			
119	Taladrar					0,25						
120	Roscar	0,4										
121	Trazar	0,25										
122	Cortar								0,4			
123	Taladrar						0,5					
124	Cortar											0,5
125	Tornear			0,3								
126	Taladrar			0,25								
127	Roscar	0,25										
128	Soldar		0,25									
129	Trazar	0,25										
130	Cortar								0,4			
131	Taladrar					0,25						
132	Tornear			0,7								
133	Soldar		0,4									
134	Trazar	0,1										
135	Cortar								0,30			
136	Tornear			0,7								
137	Soldar		0,7									
138	Cortar											0,2
139	Roscar	1,55										
140	Cortar											0,15
141	Tornear			0,6								
142	Roscar			0,25								

143	Cortar								0,4			
144	Taladrar					0,4						
145	Roscar	0,5										
146	Soldar		0,75									
147	Pintar										0,5	
148	Cortar											0,2
149	Tornear			0,7								
150	Fresar				0,4							
151	Taladrar					0,25						
152	Soldar		0,45									
153	Trazar	0,1										
154	Cortar								0,25			
155	Taladrar					0,4						
156	Soldar		0,5									
157	Pintar										0,25	
158	Trazar	0,5										
159	Cortar								0,75			
160	Doblar									0,75		
161	Taladrar						0,5					
162	Pintar										0,5	
163	Trazar	0,4										
164	Cortar								0,5			
165	Doblar									0,5		
166	Taladrar						0,5					
167	Pintar										0,4	
168	Cortar											0,2
169	Tornear			0,7								
170	Fresar				0,4							
171	Taladrar					0,3						
172	Soldar		0,4									
173	Trazar	0,75										
174	Cortar								1			
175	Soldar		0,75									
176	Roscar	0,5										
177	Pintar										0,5	
178	Cortar											0,25
179	Tornear			0,4								
180	Taladrar					0,25						
181	Soldar		0,4									
182	Trazar	0,75										
183	Cortar								1			
184	Doblar									0,75		
185	Pintar										0,5	
186	Cortar											0,25
187	Tornear			0,4								
188	Taladrar					0,25						
189	Soldar		0,4									
190	Trazar	0,5										
191	Cortar								0,75			

[illegible]

241	Cortar									0,4			
242	Soldar		0,25										
243	Taladrar							0,2					
244	Pintar											0,2	
245	Trazar	0,5											
246	Cortar									1			
247	Soldar		1										
248	Perforar							0,25					
249	Pintar											0,5	
250	Trazar	0,25											
251	Cortar									0,5			
252	Soldar		0,25										
253	Taladrar							0,15					
254	Pintar											0,2	
255	Trazar	0,25											
256	Cortar									0,25			
257	Doblar										0,2		
258	Taladrar						0,5						
259	Pintar											0,25	
260	Cortar									0,25			
261	Taladrar						0,15						
262	Soldar		0,2										
263	Pintar											0,2	

TOTAL:	18,25	14,7	18,7	5,7	0,3	6,15	6,7	1	17,3	4,7	8,35	8,15
---------------	--------------	-------------	-------------	------------	------------	-------------	------------	----------	-------------	------------	-------------	-------------

4.2. Montaje de la máquina

Para iniciar con el montaje se debe observar y verificar que todas las partes constitutivas de la máquina estén construidas según lo especificado en los planos respectivos. El procedimiento de montaje es el siguiente:

4.2.1. Montaje de la estructura metálica

Inicialmente se procedió a soldar las tapas laterales y el canal del sinfín en la base estructural esto se lo realizó mediante soldadura eléctrica (SMAW) con electrodos E 6011. A continuación se procedió a colocar el eje de las ruedas y sus respectivas llantas, las mismas que se aseguran mediante tuercas y arandelas en sus extremos.

4.2.2. Montaje de la cuchilla de corte

Se coloca las placas de sujeción de las cuchillas mediante pernos en la base estructural, una en cada extremo, a continuación se empernan las placas de sujeción del porta dedos.

Sobre las placas de sujeción se emperna la barra porta dedos. Tanto la barra porta dedos como la barra portacuchillas fueron adquiridas como un conjunto por lo que contienen los dedos dobles y las cuchillas GASPARDO respectivamente.

Posteriormente se coloca la barra portacuchillas horizontalmente desplazándola dentro de los dedos hasta hacer coincidir sus extremos.

Finalmente se colocan las placas de desgaste de sobre la base estructural mediante pernos especificados en los planos respectivos.

4.2.3. Montaje de la transmisión del sistema de corte

Una vez realizado el montaje del conjunto de corte se procede a unir el extremo del eslabón de enlace con el acople de la barra móvil mediante un pasador de acero. A continuación se introduce el eslabón oscilador en sus respectivos soportes y mediante pernos se coloca en la base de la estructura.

Se enrosca cada extremo del eslabón biela a las cabezas de articulación, en estas a su vez se alojan los rodamientos de agujas. Se procede a unir el eslabón oscilador a la cabeza de articulación y al eslabón de enlace colocando también los anillos de sujeción en cada extremo de este elemento.

Después se coloca el eje de la manivela en los soportes para poder empernarlos en la base estructural, luego se introduce la chaveta en eje para proceder a colocar la polea manivela no sin antes alojar las tres correas en los sitios correspondientes. Se introduce un extremo del botón de enlace dentro de la polea y se lo asegura mediante una tuerca mientras que en el otro extremo se aloja la cabeza de articulación que contiene el eslabón biela y de la misma forma se coloca en este extremo anillos de sujeción.

Una vez colocados estos elementos se asegura la sujeción de la polea al eje mediante un perno de cabeza hexagonal con su respectiva arandela.

A continuación se debe introducir las chavetas correspondientes en el eje de entrada para colocar la otra polea que transmitirá el movimiento al sistema de corte, previo a este paso se colocan las correas en los tres canales correspondientes. En este eje se colocan respectivamente los dos soportes para empernarlos en la base estructural.

Se une la base del tensor a la base estructural mediante pernos, se introduce en dicha base el eje del tensor y dentro de este el rodamiento correspondiente. La polea se coloca en su eje y finalmente se acomodan las correas hasta obtener un tensado adecuado.

4.2.4. Montaje de la transmisión intermedia

Se inicia colocando un extremo del acople en el eje de entrada y el otro en el reenvío angular principal, este último se une a la base estructural mediante pernos a continuación se introduce la chaveta intermedia en el eje y se coloca la polea con sus respectivas correas. Posteriormente se introduce el eje en los soportes y en sus extremos se colocan las chavetas con su respectivo acople y piñón para cadena.

En el extremo del eje donde se halla el piñón se coloca una tuerca para evitar que dicho piñón pueda moverse axialmente.

Una vez unidos estos elementos se procede a colocar el acople en el eje del reenvío angular y se aseguran los soportes a la base estructural mediante pernos.

A continuación mediante pernos se asienta el reenvío angular del picador en la base estructural y en el eje correspondiente se coloca la polea con las correas en sus canales.

Finalmente se colocan la base del tensor y la polea tensora de la misma forma que para el caso anterior.

4.2.5. Montaje del picador y el canal de impulsión

Se procede a empernar las cuchillas del picador y las paletas al volante de inercia del picador. A continuación se une el volante a su eje.

Se unen las cubiertas del picador mediante pernos. Sobre estas cubiertas se coloca la base del conducto que de igual forma se hallan empernados.

Posteriormente se colocan el conducto y la visera deflectora seguido de los distintos elementos que regulan la salida del forraje.

Finalmente se emperna la contracuchilla a la base estructural.

4.2.6. Montaje de la transmisión del picador

Una vez colocado el reenvío angular del picador en su otro eje se coloca la polea correspondiente a la transmisión del picador con sus respectivas correas.

Se colocan en el eje los dos soportes y a continuación de estos la chaveta junto con la polea correspondiente, esta última debe contener en sus canales las correas respectivas.

Los soportes se unen a la base estructural de la misma forma que los anteriores, finalmente la polea tensora es colocada de la misma forma que para la transmisión del sistema de corte.

4.2.7. Montaje del sistema de alimentación del picador

Comprende el montaje del sinfín y el molinete, en el primer caso se procedió a colocar los ejes extremos del sinfín mediante pernos. Después se empernaron las tapas laterales del sinfín con los soportes de pared, se introdujeron los ejes en los soportes y se colocaron las tapas en la base estructural mediante soldadura eléctrica. En el eje correspondiente se colocaron las chavetas y los piñones para cadena respectivos.

Para el segundo caso se empernan el molinete con sus respectivos ejes, estos se introducen en los soportes y se colocan mediante pernos sobre las tapas laterales. Luego se coloca en el eje correspondiente el piñón para la cadena asegurándolo mediante una tuerca.

Finalmente se colocan las cadenas sobre los pares de piñones respectivos.

4.2.8. Montaje de las protecciones

Para complementar el montaje se colocan protecciones metálicas sobre los distintos sistemas de transmisión las cuales se encuentran sujetas mediante tornillos.

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS DE COSTOS

5.1. Presupuesto referencial de la máquina

Con el análisis de costos se procede a encontrar un presupuesto referencial de la máquina, en el cual se detallan los valores de los diferentes elementos construidos en los que están incluidos costos por herramientas, equipos utilizados, mano de obra, transporte y costos indirectos (De ingeniería e imprevistos). Además se incluye también los elementos comprados bajo catálogo o selección.

Tabla 5.1 PRESUPUESTO REFERENCIAL DE LA MÁQUINA

PRESUPUESTO REFERENCIAL

PROYECTO: MÁQUINA CORTADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJES
PROPONENTE : PRESUPUESTO REFERENCIAL
UBICACIÓN : RIOBAMBA
FECHA : may-11

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNID	CANTIDAD	P.UNITARIO	P.TOTAL
ESTRUCTURA Y PROTECCIONES					
1	BASE ESTRUCTURAL	U	1,00	508,10	508,10
2	CUBIERTA DE PROTECCIÓN CON TAPA FRONTAL	U	1,00	38,62	38,62
3	PROTECCIÓN INTERMEDIA	U	1,00	8,70	8,70
4	PROTECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN DEL PICADOR	U	1,00	17,34	17,34
5	PROTECCIÓN DE LA CADENA	U	1,00	6,84	6,84
6	EJE DE LA RUEDA	U	2,00	22,26	44,52
TRANSMISIÓN DEL SISTEMA DE CORTE					
7	EJE DE ENTRADA	U	1,00	62,14	62,14
8	POLEA DEL EJE DE ENTRADA	U	1,00	65,77	65,77
9	BASE DEL TENSOR	U	1,00	6,67	6,67
10	POLEA DEL TENSOR	U	1,00	21,86	21,86
11	EJE DE LA MANIVELA	U	1,00	35,43	35,43
12	POLEA MANIVELA	U	1,00	90,43	90,43
13	EJE DEL TENSOR	U	1,00	13,35	13,35
TRANSMISIÓN INTERMEDIA					
14	ACOPLE RÍGIDO	U	2,00	26,56	53,11
15	EJE DEL TENSOR 2	U	1,00	13,06	13,06
16	POLEA DEL TENSOR 2	U	1,00	17,87	17,87
17	POLEA 5	U	1,00	44,70	44,70
18	BASE DEL TENSOR 2	U	1,00	6,56	6,56
19	POLEA 3	U	1,00	54,14	54,14
20	EJE INTERMEDIO	U	1,00	45,96	45,96

	TRANSMISIÓN DEL SISTEMA DE PICADO				
21	POLEA 4	U	1,00	44,18	44,18
22	POLEA TENSOR DEL PICADOR	U	1,00	17,15	17,15
23	POLEA DEL PICADOR	U	1,00	52,73	52,73
24	EJE DEL PICADOR	U	1,00	37,43	37,43
25	EJE DEL TENSOR	U	1,00	13,10	13,10
26	BASE DEL TENSOR	U	1,00	7,02	7,02
	BARRA DE CORTE				
27	PLACAS DE SUJECIÓN	U	2,00	8,25	16,50
28	SUJECIÓN PORTADEDOS	U	1,00	3,04	3,04
29	PLACAS DE DESGASTE	U	5,00	2,63	13,13
	MECANISMO MANIVELA OSCILADOR				
31	CABEZA DE ARTICULACIÓN	U	2,00	17,94	35,89
32	ESLABÓN DE ENLACE	U	1,00	28,27	28,27
33	ESLABÓN OSCILADOR	U	1,00	29,19	29,19
34	ESLABÓN BIELA	U	1,00	12,40	12,40
35	BOTÓN DE ENLACE	U	1,00	18,25	18,25
	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN				
36	MOLINETE	U	1,00	117,93	117,93
37	EJE DE TRACCIÓN DEL MOLINETE	U	1,00	26,76	26,76
38	BASES DEL MOLINETE	U	2,00	5,71	11,43
39	TAPAS LATERALES	U	2,00	12,88	25,77
40	BASES DEL SINFIN	U	2,00	6,78	13,55
41	EJE DE TRACCIÓN DEL SINFIN	U	1,00	27,15	27,15
42	TRANSPORTADOR DE TORNILLO SINFIN	U	1,00	52,47	52,47
43	EJE DEL SINFIN Y EL MOLINETE	U	2,00	15,63	31,27
44	CANAL DEL SINFIN	U	1,00	44,28	44,28
	SISTEMA DE PICADO E IMPULSIÓN				
46	TAPAS DE INGRESO DEL PICADOR	U	4,00	4,23	16,91
47	CUCHILLAS	U	2,00	27,34	54,68
48	CONTRACUCHILLA	U	1,00	10,75	10,75
49	CUBIERTA INFERIOR DEL PICADOR	U	1,00	16,09	16,09
50	BASES DEL PICADOR	U	2,00	6,40	12,80
51	ASPAS IMPULSORAS	U	2,00	3,94	7,89
52	CUBIERTAS LATERALES DEL PICADOR	U	2,00	8,20	16,39
53	VOLANTE DEL PICADOR	U	1,00	95,14	95,14
54	TAPAS FRONTAL Y POSTERIOR	U	2,00	13,96	27,91
55	CONDUCTO INFERIOR	U	1,00	17,76	17,76
56	GRAPAS DEL CONDUCTO	U	1,00	13,68	13,68
57	CONDUCTO DE TRANSICIÓN	U	1,00	11,63	11,63
58	VISERA DEFLECTORA	U	1,00	9,08	9,08
59	CONDUCTO DE SALIDA	U	1,00	32,76	32,76
60	BASE DE REGULACIÓN	U	1,00	15,12	15,12
61	BASES DE LA PALANCA	U	1,00	10,17	10,17
62	PALANCA DE CONTROL	U	1,00	9,44	9,44
	ELEMENTOS ADQUIRIDOS				
63	CUCHILLA DE CORTE COMPLETA	U	1,00	742,79	742,79
64	BANDA OPTIBELT 3V-900	U	2,00	21,00	42,00
65	BANDA OPTIBELT 3V-500	U	3,00	8,21	24,63
66	BANDA OPTIBELT 3V-475	U	2,00	8,18	16,35
67	CADENA SENCILLA N. 40	U	10,00	2,04	20,38
68	PIÑÓN PARA CADENA N. 40 1/2" 40B14T	U	2,00	6,17	12,34
69	PIÑÓN PARA CADENA N. 40 1/2" 40B22T	U	1,00	12,50	12,50

70	PIÑÓN PARA CADENA N. 40 1/2" 40B50T	U	1,00	36,04	36,04
71	CHUMACERA DE PISO 207 35MM	U	3,00	17,75	53,26
72	CHUMACERA DE PISO 30MM	U	3,00	11,77	35,31
73	CHUMACERA DE PISO 25 MM	U	2,00	8,77	17,54
74	CHUMACERA DE PISO 7/8"	U	2,00	8,97	17,94
75	CHUMACERA DE PISO 1 1/4"	U	1,00	13,91	13,91
76	CHUMACERA DE PISO DE 1 1/8"	U	1,00	8,11	8,11
77	CHUMACERA DE PARED 3/4"	U	2,00	8,87	17,74
78	REENVÍO ANGULAR POWER JACKS 38241M	U	1,00	935,63	935,63
79	REENVÍO ANGULAR POWER JACKS 37241M	U	1,00	757,41	757,41
80	ACCESORIOS PARA LA PALANCA DE CONTROL	U	1,00	6,41	6,41
81	ACEITE W90	L	1,00	7,28	7,28
82	JUEGO DE BROCAS	U	1,00	20,72	20,72
83	RODAMIENTO SKF 6004	U	3,00	2,24	6,72
84	RODAMIENTO DE AGUJAS SKF PNA 17-35	U	3,00	9,52	28,56
85	PERNO 12 X 100	U	16,00	0,45	7,26
86	TUERCA 12 MM	U	16,00	0,10	1,67
87	PERNO RG 8 X 20	U	4,00	0,07	0,27
88	TUERCA 8 MM	U	28,00	0,04	1,13
89	PERNO RG 10 X 20	U	8,00	0,12	0,94
90	TUERCA 10 MM	U	26,00	0,09	2,42
91	PERNO 6 X 20	U	10,00	0,04	0,44
92	TUERCA 6 MM	U	10,00	0,02	0,17
93	PERNO 12 X 30	U	4,00	0,29	1,16
94	PERNO RG 10 X 15	U	6,00	0,13	0,81
95	PERNO RG 10 X 25	U	4,00	0,13	0,51
96	PERNO RG 8 X 15	U	20,00	0,06	1,25
97	PERNO RG 10 X 30	U	12,00	0,18	2,12
98	PERNO 12 X 25	U	6,00	0,27	1,60
99	PERNO RG 8 X 50	U	4,00	0,12	0,46
100	PERNO RG 10 X 35	U	8,00	0,19	1,51
101	RODELA PLANA 1/2"	U	32,00	0,05	1,61
102	RODELA PLANA 7/16"	U	26,00	0,04	1,05
103	RODELA PLANA 5/16"	U	10,00	0,02	0,19
104	RODELA PLANA 1/4"	U	10,00	0,01	0,13
105	MACHUELO 10 MM	U	3,00	2,21	6,62
106	SEGUROS DE ACERO PARA EJES	U	12,00	1,12	13,44
107	RODELA DE PRESIÓN 1/2"	U	16,00	0,06	0,90
108	RODELA DE PRESIÓN 10 MM	U	12,00	0,03	0,40
109	RODELA DE PRESIÓN 1/4"	U	54,00	0,01	0,60
110	TUERCA 16 MM	U	6,00	0,45	2,69
111	PERNOS 12 X 35 MM	U	4,00	0,84	3,36
112	PERNOS 3/8" X 1"	U	28,00	0,35	9,80
113	RODELA PLANA 3/8"	U	26,00	0,04	1,16
114	RODELA DE PRESIÓN 3/8"	U	26,00	0,04	1,02
	MONTAJE				
115	MONTAJE DE LA MÁQUINA	U	1,00	365,41	365,41
				TOTAL	5.477,91

5. 2. Análisis de precios unitarios de la base estructural

A continuación se detalla el análisis de costos unitarios de la base estructural y del volante de inercia

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

PROYECTO: MÁQUINA CORTADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJES
PROPONENTE : PRESUPUESTO REFERENCIAL
UBICACIÓN : RIOBAMBA

Descripción del rubro:	BASE ESTRUCTURAL			Unidad :	U	Tiempo:	10,5 horas
(A) EQUIPO	No unidades	Potencia (HP)/Horas	Costo Unit/día	Costo Total/hora	Tiempo/hora	Costo Total	
Herramienta menor / manual	1	día	2,00	0,25	10,5	2,63	
Moladora / día	1	día	10,00	1,25	1	1,25	
Taladro / día	1	día	8,00	1,00	1	1,00	
Pulidora / día	1	día	15,00	1,88	1	1,88	
Soldadora eléctrica / día	1	día	20,00	2,50	5	12,50	
Compresor	1	día	11,00	1,38	1	1,38	
TOTAL (A) :						20,63	
(B) MANO DE OBRA	No.de personas	Salario Básico/hora	F.S.R.	Alimentación, Uniformes y otros	Costo total/hora	Tiempo/hora	Costo Total
maestro de obra	1	2,13	1,37	0,50	3,42	4,5	15,40
soldador eléctrico	1	2,13	1,37	0,50	3,42	5	17,11
pintor	1	2,13	1,37	0,50	3,42	1	3,42
TOTAL (B) :						35,92	
(C) COSTO DEL EQUIPO Y MANO DE OBRA POR u DE BASE ESTRUCTURAL:							
Costo por equipo					20,63		
Costo por mano de obra					35,92		
TOTAL (D) :					56,55		
(E) MATERIALES			Unidad	Precio unitario	Consumo	Costo Total/...	
Tubo cuadrado 1 1/4" x 2,0mm			6 m	12,52	1,67	20,91	
Tubo cuadrado 1 1/2" x 2.0mm			6 m	19,00	0,17	3,23	
Tubo cuadrado 50mm x 2,0mm			6 m	19,72	3,00	59,16	
Tubo cuadrado 60mm x 3,0mm			6 m	37,83	1,00	37,83	
Tubo cuadrado 2" x 3mm			6 m	42,00	0,34	14,28	
Tubo rectangular 70x30x2,0mm			6 m	21,40	1,00	21,40	
Tubo rectangular 100x50x2,0mm			6 m	35,50	2,00	71,00	
Electrodos INDURA 6011			kilo	3,10	5,00	15,50	
Electrodos AGA 6013			kilo	5,07	1,00	5,07	
Disco de corte			u	2,10	4,00	8,40	
Disco de desbaste			u	3,50	2,00	7,00	
Sierra de corte			u	1,50	4,00	6,00	
Anticorrosivos varios colores Pintuco rojo, negro y gris			4000 cc	12,32	2,00	24,64	
Desoxidante			1000cc	2,30	2,00	4,59	
Pintura sintética verde Pintulac			4000cc	20,75	1,00	20,75	
Thinner comercial (thiñer laca)			4000 cc	4,09	2,00	8,18	
TOTAL (E) :					327,940		
(F) TRANSPORTE					10		
Se considera el transporte de los materiales al sitio de trabajo							
Resumen :							
(G) COSTO UNITARIO DIRECTO (D+E+F)					394,49		
(H) COSTOS INDIRECTOS				15,00%	59,17		
(I) PRECIO UNITARIO TOTAL (G+H)					453,66		
(J) I.V.A				12,00%	54,44		
(K) PRECIO UNITARIO OFERTADO					508,10		

Tabla 5.2 ANÁLISIS DE PRECIO UNITARIO DE LA BASE ESTRUCTURAL

5.3. Análisis de precios unitarios del volante de inercia

Tabla 5.3 ANÁLISIS DE PRECIO UNITARIO DEL VOLANTE DE INERCIA

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

PROYECTO: MÁQUINA CORTADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJES
PROPONENTE : PRESUPUESTO REFERENCIAL
UBICACIÓN : RIOBAMBA

Descripción del rubro:	VOLANTE DEL PICADOR		Unidad :	U	Tiempo:	3 horas
(A) EQUIPO	No unidades	Potencia (HP)/Horas	Costo Unit/día	Costo Total/hora	Tiempo/hora	Costo Total
Herramienta menor / manual	1	día	2,00	0,25	3	0,75
Oxi-corte / día	1	día	60,00	7,50	0,3	2,25
Torno / día	1	día	80,00	10,00	1	10,00
Taladro Pedestal / día	1	día	16,00	2,00	1	2,00
TOTAL (A) :						15,00
(B) MANO DE OBRA	No.de personas	Salario Básico/hora	F.S.R.	Alimentación, Uniformes y otros	Costo total/hora	Tiempo/hora
tornero	1	2,13	1,37	0,50	3,42	1
maestro de obra	1	2,13	1,37	0,50	3,42	2
TOTAL (B) :						10,26
(C)COSTO DEL EQUIPO Y MANO DE OBRA						
Costo por equipo					15,00	
Costo por mano de obra					10,26	
TOTAL (D) :					25,26	
(E) MATERIALES	Unidad	Precio unitario	Consumo	Costo Total/...		
Plancha de acero A-36 e = 10mm	kg	2,10	16,00	33,60		
TOTAL (E) :				33,60		
(F) TRANSPORTE					15	
Se considera el transporte de los materiales al sitio de trabajo						
Resumen :						
(G) COSTO UNITARIO DIRECTO (D+E+F)					73,86	
(H) COSTOS INDIRECTOS				15,00%	11,08	
(I) PRECIO UNITARIO TOTAL (G+H)					84,94	
(J) I.V.A				12,00%	10,19	
(K) PRECIO UNITARIO OFERTADO					95,14	

Finalmente para hallar los valores para el presupuesto total de la máquina, tabla 5.1 se procede a realizar el mismo análisis para cada una de las piezas construidas.

5.4. Máquinas y accesorios adicionales

Para el funcionamiento de la máquina cortadora y recolectora de forrajes son necesarios principalmente: un tractor agrícola categoría I y un cardán.

CAPÍTULO VI

6. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y RESULTADOS OBTENIDOS

6.1 Plan de pruebas

Las pruebas realizadas a la máquina cortadora y recolectora de forrajes, se realizaron en los predios de la Facultad de Agronomía de la ESPOCH; en los terrenos de la misma.

Se utilizó un tractor categoría I marca DELFINO y se realizaron pruebas de taller y de campo.

6.1.1 Pruebas de taller

- a) Acoplamiento de los tres puntos a la máquina y a la toma de fuerza.
- b) Levantamiento de la máquina mediante los tres puntos.
- c) Maniobrabilidad.
- d) Funcionamiento de los mecanismos.

6.1.2 Pruebas de campo

- e) Velocidad de avance
 - f) Calidad de corte
 - g) Ingreso del forraje al sistema de alimentación
 - h) Longitud del forraje picado
 - i) Capacidad de trabajo (ha/h)
 - j) Cantidad procesada de corte
 - k) Tiempo de trabajo operativo (h/ha)
- a) **Acoplamiento de los tres puntos a la máquina y a la toma de fuerza.**

El enganche a los tres puntos se pudo realizar sin complicaciones, de la misma forma el cardán pudo ser acoplado con normalidad.



Figura 6.1 Acoplamiento de los tres puntos y el cardán

b) Levantamiento de la máquina mediante los tres puntos.

La máquina pudo ser levantada completamente por el tractor facilitándose su traslado y operación.



Figura 6.2 Levantamiento de la máquina

c) Maniobrabilidad

Se pudo observar que la máquina no presenta grandes inconvenientes al momento de maniobrar, ya sea para poder transportarla, como para poder girar al momento de realizar su trabajo.

d) Funcionamiento de los mecanismos

Una vez comprobado el acoplamiento del enganche de tres puntos a la máquina y de la toma de fuerza mediante el cardán se procedió a accionar la toma de fuerza hasta alcanzar los 540 rpm y se verificó el correcto funcionamiento de los mecanismos.

Las variables que se evaluaron para las pruebas de taller fueron las siguientes:

Tabla 6.1 EVALUACIÓN DE LAS VARIABLES DE LAS PRUEBAS DE TALLER

Variables a evaluar	Resultados
1.- Acople a los tres puntos y tdf.	Muy bueno
2.- Levantamiento completo	Muy bueno
3.- Maniobrabilidad	Bueno
4.- Funcionamiento de los mecanismos	Muy bueno

Nota: **Evaluación**

Muy bueno

Bueno

Regular

Malo

e) Velocidad de avance

En base a los cálculos anteriores para no provocar un taponamiento se determinó la velocidad de avance de 2 km/h por lo que fue necesario comprobar que el tractor se moviera a una velocidad no mayor que esta, esto se verificó midiendo la distancia recorrida en un determinado tiempo.

f) Calidad de corte

El corte provocado por las cuchillas es limpio y sin desgarres siendo esto muy ventajoso para el rebrote del forraje.



Figura 6.3 Tallos de alfalfa cortados.

g) Ingreso del forraje hacia el sistema de alimentación.

El molinete pudo cumplir con su función de acarrear el pasto hacia las cuchillas de corte y enviarlo hasta el transportador de tornillo sinfín sin mayor contratiempo.

Una vez que el pasto ingreso al sinfín hubo un taponamiento a la entrada del picador por lo que se tuvo que modificar la estructura del sinfín para solucionar este inconveniente.

h) Longitud del forraje picado.

La longitud del forraje que se obtuvo fue de 5 cm aproximadamente.



Figura 6.4. Longitud del forraje picado

i) Capacidad de trabajo (ha/h)

De acuerdo con las pruebas realizadas se midió el área de terreno cosechado y el tiempo que se demora en realizar este trabajo, con estos datos además de hallar la velocidad de avance del tractor se pudo obtener también la capacidad de trabajo de la máquina, este valor es de 0,263 ha/h similar al encontrado teóricamente.



Figura 6.5 Área de terreno cosechado

j) Cantidad procesada de corte (kg/seg)

Este valor depende de la producción de la parcela y de la capacidad de trabajo, con las pruebas realizadas se obtuvo:

Tabla 6.2 VALOR EXPERIMENTAL DE LA PRODUCCIÓN DE LA PARCELA

Producción de la parcela P	Valor experimental (kg/m ²)
1	0.9
2	1.3
3	1.4
4	1.4
Valor promedio	1.25

Con los datos obtenidos se tiene que el valor de C_p es igual a 0,91 kg/seg.

k) Tiempo de trabajo operativo (h/ha)

Como ya se determinó anteriormente este valor es el inverso de la capacidad de trabajo considerando una eficiencia de la operación de 0,90 para el terreno donde se realizaron las pruebas obteniéndose un valor de t_{op} igual a 4,2 h/ha.

Los resultados de las pruebas de campo fueron los siguientes:

Condiciones de trabajo

Tabla 6.3 CONDICIONES DE LAS PRUEBAS REALIZADAS

Fecha		Unidades		
Prueba No			1	2
Condiciones atmosféricas	Temperatura	°C	20	17
	Humedad relativa	%	65	70
Condiciones de campo	Pendiente	grados	0	0
	Estado del terreno		Normal	Normal
Condiciones del cultivo	Nombre y variedad		Alfalfa	Alfalfa
	Apariencia (parado; doblado; tendido en el suelo)		Parado	Parado
	Población de maleza (ralo; normal; densa)		Normal	Ralo
	Largo del forraje desde el suelo	mm	550	550
	Densidad del forraje	Kg/m ²	1.25	1.2

Calidad de trabajo

Tabla 6.4 EVALUACIÓN DE LA CALIDAD DE TRABAJO

Campo No	Unidades		
Prueba No		1	2
Velocidad de avance	km/h	2	3
Velocidad de la tdf	rpm	540	540
Altura de corte	mm	50	50
Calidad de corte		Muy buena	Muy buena
Longitud de forraje picado	mm	4,5	5
Capacidad de trabajo	Ha/h	0.263	0.39
Cantidad procesada de corte	Kg/seg	0,91	1,3
Impurezas en el forraje picado	%	1	1
Pérdidas totales de forraje	%	5	7

CAPÍTULO VII

7. OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

7.1 Operación

Antes de iniciar con el funcionamiento de la máquina se realiza el acoplamiento a los tres puntos y a la toma de fuerza del tractor destinado para este trabajo, procurando que la conexión se realice de una forma adecuada y segura. Para realizar dicha conexión el tractor debe encontrarse apagado.

La posición de la máquina es horizontal sobre un suelo plano y libre de piedras, para evitar daños en las cuchillas de corte.

Se debe verificar que todos los elementos de la máquina se encuentren correctamente ubicados.

La operación de la máquina debe realizarse únicamente por personas que conozcan del manejo del tractor y el funcionamiento de esta herramienta agrícola.

No iniciar con el trabajo sin las cubiertas de protección de los distintos sistemas de transmisión.

Verificar la posición del conducto de salida y el carretón donde se recolectará el forraje picado.

Una vez encendido el tractor se procede a dar movimiento al tdf iniciándose el trabajo de corte.

Según se requiera se puede variar la posición del conducto mediante la palanca de control y la dirección de salida del forraje picado mediante la maneta.

Cuando la máquina se encuentre trabajando no se debe remover forraje acumulado, ni realizar mantenimiento en ninguna de sus partes.

7.2 Especificaciones técnicas

Tabla 7.1 ESPECIFICACIONES GENERALES DE LA MÁQUINA

Especificaciones	
Tractor recomendado	Categoría I
Potencia requerida	Mínimo 28 Hp a la tdf
Ancho de corte	1,25 m
Altura de corte	5 cm. Ajustable
Ancho de la máquina	2,4 m
Largo de la máquina	1,35 m
Altura con el tubo de descarga	2,3 m
Peso aproximado	355 kg
Número de cuchillas del picador	2
Velocidad del picador	900 r.p.m
Velocidad de la toma de fuerza	540 r.p.m
Tipo de acoplamiento	Hidráulico tres puntos
Velocidad del sinfín	350 r.p.m
Velocidad de avance de la máquina	2 – 3 km/h
Capacidad de trabajo teórica	0,3 ha/h

7.3 Mantenimiento

El mantenimiento de la máquina es muy importante para que esta pueda realizar el trabajo de una forma adecuada.

Las principales actividades de mantenimiento se presentan en el siguiente cronograma:

Tabla 7.2 CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO

CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA						
ACTIVIDAD	Diario	Semanal	Mensual	Trimestral	Semestral	Anual
Examinar la condición de las cuchillas de corte	x					
Revisar las placas de desgaste	x					
Limpiar el canal del sinfín	x					
Revisar presión de aire en los neumáticos	x					
Revisar las condiciones de las cuchillas del picador	x					
Revisar taponamientos en el conducto de salida	x					
Revisar tensión de las bandas		x				

Lubricar las cadenas		x				
Inspeccionar pernos y tornillos flojos o desgastados		x				
Engrasar las chumaceras		x				
Revisar y ajustar las correas			x			
Afilar las cuchillas y contracuchilla del picador			x			
Revisar las aspas del picador			x			
Revisar los rodamientos			x			
Cambio de aceite en los reenvíos						x

CAPÍTULO VIII

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones

- Se ha obtenido una máquina capaz de cortar, picar y recolectar el forraje de manera eficiente y cuyo valor económico no es elevado en comparación con máquinas similares en el mercado.
- Se pudo verificar mediante las pruebas que el sistema de corte por cuchillas alternativas no produce daños al forraje cortado permitiendo el rápido rebrote de la misma.
- En el momento de la recolección del forraje se pudo verificar que este no presenta contaminación con tierra y que la longitud de picado es aproximadamente igual a la teórica. Además se pudo constatar la gran importancia de las aspas impulsoras en la expulsión del forraje por el conducto de salida.
- No se produce vibración en la lámina de corte con lo cual se verifica la importancia del eslabón oscilador y que la frecuencia de oscilación de ésta es la adecuada para las condiciones especificadas.
- La cantidad de procesado de corte dependerá del sitio donde trabaje la máquina puesto que la producción de la parcela varía de un lugar a otro siendo necesario recomendar que la producción de la parcela P no supere los 3 kg/m^2 .

8.2 Recomendaciones

- La principal recomendación es verificar con anticipación que el terreno a ser cosechado no presente piedras puesto que se producirían serios daños en la máquina.
- El terreno debe ser plano y la altura del forraje a ser cortado puede encontrarse en un rango entre 50 y 60 cm.

- El operario debe conocer del manejo de un tractor y del funcionamiento de la máquina.
- Para un óptimo funcionamiento de la máquina se recomienda seguir el cronograma de mantenimiento descrito en el apartado 7.2.
- Para cualquier tipo de limpieza es necesario que la máquina no esté en movimiento.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] http://curza.uncoma.edu.ar/academica/archivos/Apunte_de_maquinarias_fotos.pdf
- [2] **RIBA**, Carles. Diseño concurrente. 1era ed. Moscú: MIR MOSCÚ, 1988. págs., 59, 60, 198.
- [3] http://www.mapa.es/ministerio/pags/biblioteca/revistas/pdf_MG/MG_1990_9_90_67_70.pdf
- [4] **LINARES**, Pilar. Maquinaria de recolección de forrajes. 1 era ed. Madrid: 1996, págs.: 76, 77, 61, 63, 64, 84, 85, 122, 124, 132, 423, 430, 433.
- [5] **BERLIJN**, Johan D. Cosechadoras de forraje. 1era ed. México: TRILLAS, 1987, pág.: 29
- [6] <http://www.bse.com.uy/almanaque/Almanaque%201993/pdf/0%20-%20041.pdf>
- [7] **BOGOLIÚBOV**, S. Dibujo técnico. 1era ed. Barcelona: UPC, 2002. págs.: 306, 311.
- [8] **ONORATO**, Agustín A. Segadoras, descripción y utilidad. 1 era ed. Chile: 1986, pág: 7.
- [9] **YANCHAPAXI**, Angel. Tesis de Grado: Diseño de una máquina cortadora de pasto. Escuela Politécnica Nacional, Escuela de Ing. Mecánica pág: 21.
- [10] **SHIGLEY**, Joseph. Shigley's Mechanical Engineering Design. 8 va ed. Estados Unidos: McGRAW-HILL PRIMIS, 2006. págs.: 215, 274, 299, 293, 280, 282, 283, 287, 429, 441, 848, 1006, 1020, 1000.
- [11] <http://www.ordenjuridico.gob.mx/Estatal/DISTRITO%20FEDERAL/Normas/DFNORM11.pdf>
- [12] <http://www.docentes.utonet.edu.bo/mruizo/wp-content/uploads/CAP2-REMACHES.pdf>
- [13] **CASTILLO** Arturo, “Apuntes para la materia de CINEMÁTICA DE LAS MÁQUINAS”, Universidad Autónoma de San Luis Potosí, Facultad de Ingeniería, México, 2005, págs. 36, 37 39, 40.

- [14] **EUGENE**, Avalone. Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers. 10ma. ed., New York: McGRAW – HILL, 1996, págs., 136.
- [15] **NORTON**, Robert L. Diseño de Máquinas. 1era ed. México: PRENTICE-HALL, 1999, págs., 990.
- [16] Manual general INDURA, pág.: 30
- [17] Catálogo SKF de rodamiento de agujas, pág.: 114.
- [18] **CARRASCO**, Luis. Tesis de Grado: Diseño y construcción de una segadora para Tractor de baja potencia. ESPOCH. Ing. Mecánica. 1198, pág: 22
- [19] Catálogo de productos de acero IPAC, págs.: 34, 37.
- [20] www.galeon.com/palmaplastico/sinfin.es.xls
- [21] **ORTIZ – CAÑAVATE**, Jaime. Técnica de la Mecanización Agraria. 3era ed. Madrid: MUNDI – PRENSA, 1989. págs., 388,
- [22] **RIOFRÍO**, Luis. Tesis de Grado: Diseño y construcción de una máquina picadora de pasto. ESPOCH. Escuela de Ing. Mecánica. 1993, págs.: 34, 35.
- [23] **FAIRES**, Jaime. Diseño de elementos de máquinas. 4ta ed. Barcelona: MONTANER Y SIMON S. A, 1989. págs., 694, 695.
- [24] **MOTT**, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. 4ta ed. México: PEARSON EDUCACION, 2006. págs., 273 – 277.
- [25] **SHIGLEY**, Joseph. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5 ta ed. México: McGRAW–HILL PRIMIS, 1993. págs.: 282, 332, 756, 767-775,
- [26] <http://www.frbb.utn.edu.ar/carreras/materias/elementosdemaquinas/cap07-01.pdf>
- [27] Catálogo general de rodamientos FAG. Pags: 31, 32, 34, 148, 514, 515, 518, 519, 526.
- [28] <http://www.scribd.com/doc/19369791/acoplamiento-mecanicoComunidad4474444743>

- [29] Catálogo de elementos de transmisión de potencia POWER JACKS, sección 4.
- [30] Catálogo general de ruedas BLICKLE, págs.: 25, 40, 183.
- [31] http://www.grupoidesa.com/uploads/boletin_tecnico_6.pdf
- [32] **CASCAJOSA**, Manuel. Ingeniería de Vehículos. 2da ed. México: ALFAOMEGA, 2005. Págs: 17-23.
- [33] **NOVILLO**, Geovanny. Apuntes de Estructuras Metálicas.
- [34] **CHUDAKOV**, D. A. Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles. Moscú: MIR MOSCÚ. 1977, pág.: 432.

BIBLIOGRAFÍA

RIBA, Carles. Diseño concurrente. 1era ed. Moscú: MIR MOSCÚ, 1988.

LINARES, Pilar. Maquinaria de recolección de forrajes. 1era ed. Madrid. 1996.

BERLIJN, Johan D. Cosechadoras de forraje. 1era ed. México: Trillas, 1987.

BOGOLIÚBOV, S. Dibujo técnico. 1era ed. Barcelona: UPC, 2002.

ONORATO, Agustín A. Segadoras, descripción y utilidad. 1 era ed., Chile.

YANCHAPAXI, Angel. Tesis de Grado: Diseño de una máquina cortadora de pasto.
Escuela Politécnica Nacional. Escuela de Ing. Mecánica.

SHIGLEY, Joseph. Shigley's Mechanical Engineering Design. 8 va ed. Estados Unidos:
McGRAW-HILL PRIMIS, 2006.

CASTILLO, Arturo. Apuntes para la materia de CINEMÁTICA DE LAS MÁQUINAS.
Universidad Autónoma de San Luis Potosí, Facultad de Ingeniería, México, 2005.

EUGENE, Avalone. Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers. 10ma. ed.
New York: McGRAW – HILL, 1996.

NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. 1era ed. México: PRENTICE-HALL, 1999.

Manual general INDURA, pág.: 30

Catálogo SKF de rodamiento de agujas.

CARRASCO, Luis. Tesis de Grado: Diseño y construcción de una segadora para tractor
de baja potencia”, ESPOCH, Escuela de Ing. Mecánica, 1998.

Catálogo de productos de acero IPAC, págs.: 34,

ORTIZ – CAÑAVATE, Jaime. Técnica de la Mecanización Agraria. 3era ed. Madrid:
MUNDI – PRENSA, 1989.

RIOFRÍO, Luis. Tesis de Grado: Diseño y construcción de una máquina picadora de pasto. ESPOCH, Escuela de Ing. Mecánica, 1993.

FAIRES, Jaime. Diseño de elementos de máquinas. 4ta ed. Barcelona: MONTANER Y SIMON S. A, 1989.

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. 4ta ed. México: PEARSON EDUCACION, 2006.

SHIGLEY, Joseph. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5 ta ed. México: MCGRAW-HILL PRIMIS, 1993.

Catálogo general de rodamientos FAG

Catálogo de elementos de transmisión de potencia POWER JACKS

Catálogo general de ruedas BLICKLE

CASCAJOSA, M. Ingeniería de Vehículos. 2da ed. México: ALFAOMEGA, 2005.

NOVILLO Geovanny, Apuntes de Estructuras Metálicas.

CHUDAKOV, D. A. Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles. Moscú: MIR MOSCÚ, 1977.

LINKOGRAFÍA

MAQUINARIA AGRÍCOLA

http://curza.uncoma.edu.ar/academica/archivos/Apunte_de_maquinarias_fotos.pdf

2010 – 06 – 21

SIEGA DE FORRAJES

http://www.mapa.es/ministerio/pags/biblioteca/revistas/pdf_MG/MG_1990_9_90_67_70.pdf

2009 – 12 – 18

COSECHADORA DE FORRAJES

<http://www.bse.com.uy/almanaque/Almanaque%201993/pdf/0%20-%20041.pdf>

2010 – 06 – 21

NORMAS TÉCNICAS COMPLEMENTARIAS PARA DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE ESTRUCTURAS METÁLICAS

<http://www.ordenjuridico.gob.mx/Estatal/DISTRITO%20FEDERAL/Normas/DFNORM11.pdf>

2010 – 08 – 15

DISEÑO DE REMACHES

<http://www.docentes.utonet.edu.bo/mruizo/wp-content/uploads/CAP2-REMACHES.pdf>

2010 – 07 – 21

TRANSPORTADOR DE TORNILLO SINFIN

www.galeon.com/palmaplastico/sinfines.xls

2010 – 07 – 14

DISEÑO DE CHAVETAS

<http://www.frbb.utn.edu.ar/carreras/materias/elementosdemaquinas/cap07-01.pdf>

2010 – 12 – 14

SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTOS

<http://www.scribd.com/doc/19369791/acoplamiento-mecanicosComunidad4474444743>

2010 – 12 – 14

CARGAS EN LA ESTRUCTURA METÁLICA

http://www.grupoidesa.com/uploads/boletin_tecnico_6.pdf

2010 – 12 – 14